

ABSTRAK

Dalam perawatan mesin secara traditional, penjadwalan perbaikan biasanya sulit dibuat karena kebutuhan perbaikan tidak dapat ditentukan secara pasti, tanpa membongkar mesin yang bersangkutan. Perawatan tradisional dilakukan dengan cara membongkar, memeriksanya dan merakitnya kembali. Dimana cara ini menimbulkan down time yang panjang dan seringkali sekedar untuk memeriksa mesin yang masih dalam keadaan baik dan juga dapat merugikan produktivitas mesin. Teknologi modern memungkinkan untuk menentukan kondisi mesin dari luar. Yang paling efektif dari berbagai cara adalah analisis getaran. Dengan melakukan pengamatan tingkat getaran secara berkala, maka sesuatu yang tidak normal dapat dideteksi sebelum kerusakan yang lebih besar atau fatal terjadi.

Persoalan pada rotor rub terjadi karena pemasangan yang salah pada bantalan yang dipasang pada poros. Untuk dapat melakukan identifikasi, maka dilakukan pengujian pada bantalan yang terletak pada fan inboard dan fan outboard dari Gas Injection Fan Unit 3A dengan menggunakan alat vibrasi Computational System Incorporated (CSI) 2120 A. Dimana alat tersebut mempunyai kemampuan untuk mengkonversikan dari domain waktu ke domain frekuensi yang nantinya berguna untuk mengidentifikasi sumber kerusakan. Berdasarkan atas pengujian, maka didapatkan poros dan bearing tersebut rusak

Setelah proses perbaikan dilakukan, maka dilakukan pengujian vibrasi lagi pada Gas Injection Fan 3A. Dari hasil pengukuran vibrasi menunjukkan mesin dalam kondisi baik (dilihat pada VIBRATION CRITERION CHART) dan dari ciri-ciri spektrumnya tidak menunjukkan adanya kerusakan yang terjadi.

ABSTRACTION

In the traditional maintenance machine, schedule repair usually hard to prepare because the need of repair can not predict, without overhaul the machine. The way of traditional maintenance are overhaul, check and arrange again. In this way make along downtime and sometimes only check the machine which have a good condition and loss a productivity of machine. The modern technology possibly check machine's condition on the outside. The most effective from many way are analysis of vibration. With check a level vibration periodically, so something is not normally can detected before a huge faulty or fatally happens.

The problem of Rotor Rub happens because the wrong construction for bearing turned on shaft. To make identify, so make test bearing where position in the fan inboard and outboard from Gas Injection Fan Unit 3A with vibration instrument Computational System Incorporated (CSI) 2120A. The instrument have ability to conversion data from time domain to frequency domain useful to identify the source fault. The foundation above test, founded that shaft and bearing failure.

After done the repair, make a vibration test again for Gas Injection Fan 3A. From the result vibration test show that machine in the good condition (seen for VIBRATION CRITERION CHART) and from characteristic spectra do not show a failure happens.

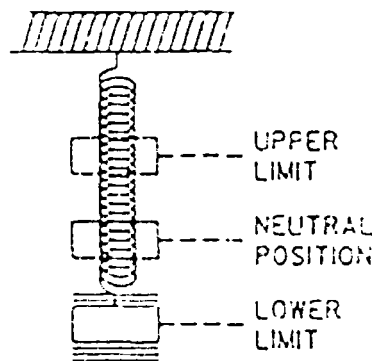
BAB II

DASAR TEORI

2.1 Vibrasi

2.1.1 Pengertian vibrasi

Suatu partikel yang bergerak bolak-balik terhadap posisi kesetimbangannya atau gerakan maju mundur, atas bawah dari posisi diam disebut vibrasi (getaran). Sebagian besar mesin, getaran ini tidak diinginkan karena selain meningkatkan tegangan juga mengurangi energi yang seharusnya digunakan untuk kefungsiian mesin itu sendiri. Getaran ditandai dengan perubahan secara periodik dari suatu besaran. Besaran yang menyatakan getaran dapat berupa suhu, simpangan, sudut, tekanan, tegangan listrik, kecepatan, dll. Getaran dapat dilihat dimana- mana, misalnya sebuah pegas dimana ujung atasnya dilekatkan pada benda diam dan ujung bawahnya diberikan beban seperti pada gambar 2.1 dibawah ini.



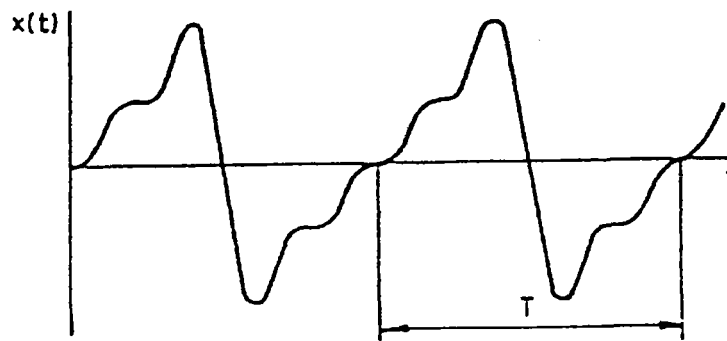
Gambar 2.1 (Ref 3, Hal 3) Sistem getaran pada sebuah pegas yang ujung bawahnya diberikan sebuah beban.

Secara umum, gerak getaran merupakan suatu fungsi periodic. Fungsi periodic dapat dinyatakan sebagai :

$$x(t) = x(t + T) \quad (2.1)$$

Dimana t adalah waktu dan T merupakan konstanta yang bersatuan waktu dan disebut sebagai periode. Contoh fungsi periodic dapat digambarkan

dalam gambar 2.2. Nilai kebalikan dari T disebut frekuensi, yaitu $f = 1/T$. Frekuensi menyatakan jumlah getaran per satuan waktu. Satuan frekuensi adalah Hertz dan disingkat dengan Hz. Getaran dengan frekuensi 10 Hz, misalnya, berarti bahwa getaran tersebut bergetar 10 siklus dalam 1 sekon.



Gambar 2.2 (Ref 1, Hal 22) Fungsi Periodik

Disamping frekuensi f dikenal pula frekuensi sudut yang diberi lambang ω . Satuan frekuensi sudut ini adalah rad/s. Hubungan antara f dan ω dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\omega = 2\pi f = 2\pi/T \quad (2.2)$$

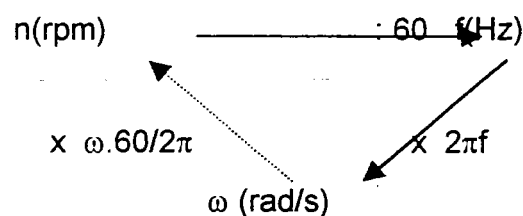
Dalam praktek sering digunakan tiga istilah berikut :

f = frekuensi linear (Hz)

ω = frekuensi sudut (rad/s)

n = kecepatan (frekuensi) putar (rpm)

Adapun hubungan antar ketiganya adalah sebagai berikut :

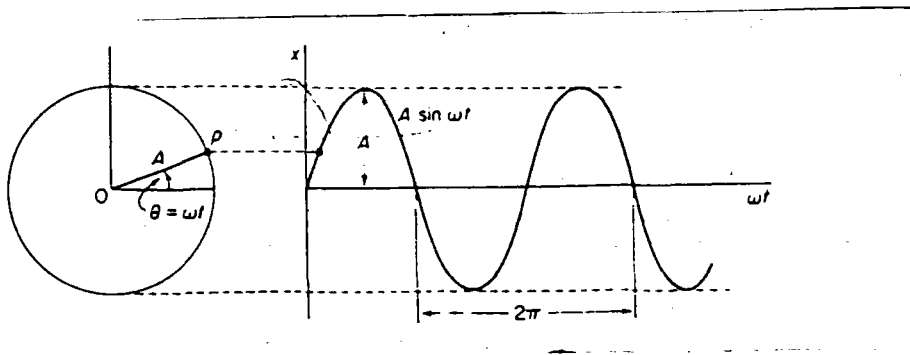


Dalam praktek sering dicampuradukkan penggunaan f , ω dan n . Walaupun demikian, masing-masing besaran dapat dikenali dari satuan yang digunakan.

Selain dinyatakan dalam fungsi periodic, getaran dapat dinyatakan dalam fungsi harmonik. Fungsi harmonik sederhana dapat dituliskan sebagai :

$$X = A \sin \omega t \quad (2.3)$$

Dalam persamaan tersebut, A merupakan amplitudo dan ω merupakan frekuensi sudut. Fungsi harmonik, digambarkan pada gambar 2.3



Gambar 2.3 (Ref 4, Hal 3) Gerak Harmonik sebagai proyeksi suatu titik yang bergerak pada lingkaran.

Jika fungsi harmonik dalam persamaan (2.3) menyatakan simpangan, maka kecepatannya adalah :

$$\dot{X} = A \omega \cos \omega t \quad (2.4)$$

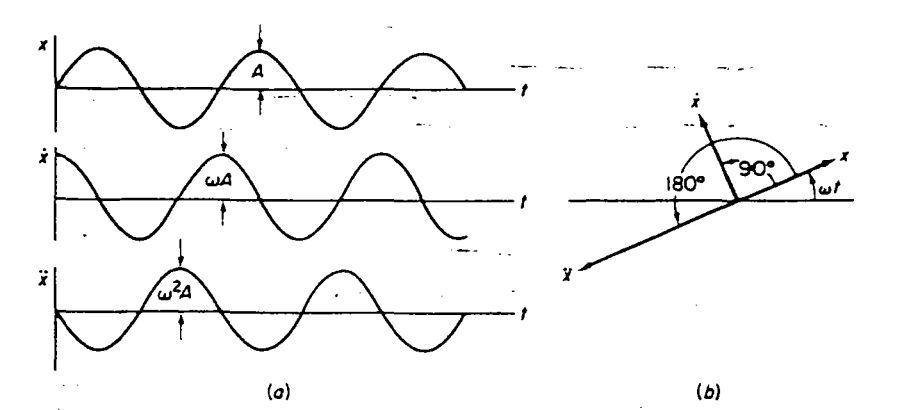
dimana : $X = dx/dt$, dan percepatannya adalah

$$\ddot{X} = -A \omega^2 \sin \omega t \quad (2.5)$$

atau $\ddot{X} = -\omega^2 X$

Persamaan (2.3),(2.4),(2.6) merupakan persamaan yang penting karena persamaan-persamaan tersebut menggambarkan hubungan antara amplitudo simpangan, amplitudo kecepatan dan amplitudo percepatan. Jadi bila salah satu dari amplitudo ini diketahui maka amplitudo yang lain dapat dihitung dengan mudah. Gambar 2.4 di bawah ini menunjukkan

hubungan antara simpangan, kecepatan dan percepatan dalam gerakan harmonis.



Gambar 2.4 (Ref 4, Hal 4) Hubungan antara simpangan, kecepatan dan percepatan dalam gerak harmonik sederhana

Dari persamaan simpangan, kecepatan dan percepatan dari partikel yang bergetar kita dapatkan bahwa simpangan maksimum atau amplitudo adalah A , kecepatan maksimum adalah ωA dan percepatan maksimum adalah $\omega^2 A$. Jika simpangan mencapai maksimum dalam arah manapun, kecepatan haruslah sama dengan nol karena sekarang kecepatan haruslah berubah arah. Sebaliknya percepatan pada saat ini mencapai harga maksimum, tetapi berlawanan arah dengan simpangan ketika simpangan sama dengan nol, kecepatan mencapai maksimum dan percepatan sama dengan nol. Kecepatan partikel bertambah ketika partikel menuju ke titik seimbang dan berkurang kembali ketika ia bergerak menuju ke simpangan maksimum, sama halnya bandul ayunan.

Berdasarkan gangguan yang bekerja getaran dapat dibagi menjadi 2 yaitu getaran bebas dan getaran paksa.

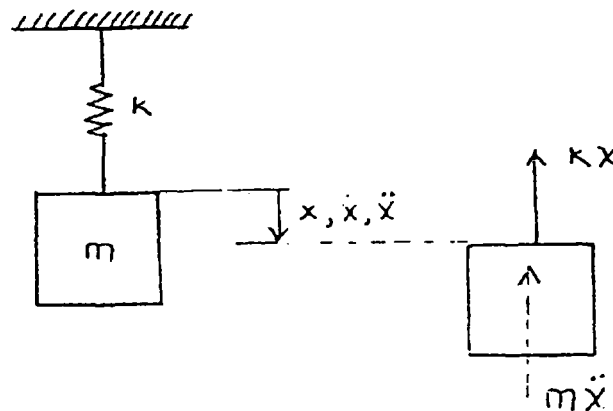
2.1.2 Getaran Bebas

Getaran bebas adalah gerak system getaran tanpa adanya gangguan dari luar. Gerakan ini terjadi karena kondisi awal saja. Bila system tidak memiliki redaman, maka getaran yang terjadi akan berlangsung terus menerus tiada hentinya. Namun, kondisi ini tidak

pernah dijumpai dalam praktek karena system getaran selalu memiliki redaman. Adanya redaman akan menyebabkan amplitudo getaran semakin lama semakin kecil sehingga akhirnya berhenti.

2.1.2.1 Getaran Bebas Tanpa Redaman

Setiap benda yang mempunyai massa dan kekakuan akan mampu bergetar. Getaran bebas tanpa redaman adalah getaran dimana pengaruh dari gaya gesekan diabaikan. Bila benda tersebut bergetar bebas, maka getaran akan terjadi pada frekuensi pribadinya. Contoh paling sederhana dari getaran bebas tak teredam adalah getaran system massa pegas seperti yang diperlihatkan pada gambar 2.5.



Gambar 2.5 (Ref 1, Hal 31) Model getaran bebas tak teredam.

Dari gambar diatas, Maka persamaan gerak benda dapat diturunkan sebagai berikut :

$$m\ddot{x} + kx = 0$$

maka $\omega_n = \sqrt{k/m}$ rad/s

$$\omega_n = 2\pi f = 2\pi/T$$

$$f_n = 1/2\pi\sqrt{k/m}$$
 Hz

dimana : ω_n = frekuensi pribadi (rad/s)

f_n = frekuensi pribadi (Hz)

T = periode getaran

Bila benda diberi simpangan kemudian dilepas, maka benda tersebut akan bergetar pada frekuensi pribadinya, pada gambar dibawah ini



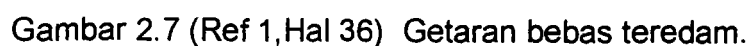


Bila suatu system yang memiliki redaman diberi simpangan kemudian dilepas, system tersebut akan bergetar pada frekuensi pribadi system teredam (ω_d). Dimana ω_d , frekuensi pribadi system teredam dapat dihitung dengan persamaan

$$\zeta = C/C_c = \text{rasio redaman}$$

C_c = damping kritis

$$C_c = 2 \sqrt{k} \text{ km}$$



2.1.3 Getaran Paksa

Getaran paksa adalah getaran yang mendapat gangguan. Gangguan dapat berupa gaya luar yang bekerja pada massa, gaya yang timbul akibat massa tak balans, maupun simpangan yang bekerja pada landasan.

2.1.4 Parameter Getaran

Adapun parameter getaran itu antara lain

1. Amplitudo

- Displacement, Velocity, Acceleration

Amplitudo suatu sinyal getaran dapat dinyatakan dalam :

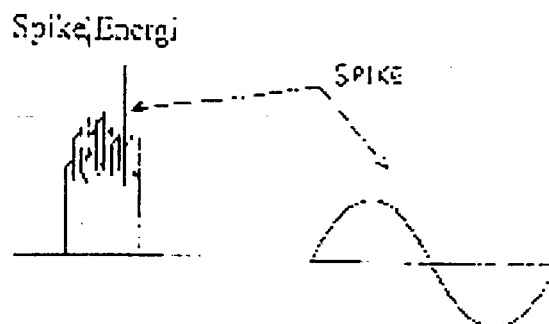
Displacement, Velocity dan Acceleration. Semakin tinggi amplitudo maka semakin besar getarannya. Oleh karena itu setiap mesin biasanya mempunyai spesifikasi getaran yang dibolehkan atau dapat juga dipergunakan general severity chart untuk menentukan batasan kondisi mesin. Gambarnya dapat dilihat pada gambar 2.4.

- Spike Energi

Khusus digunakan untuk mendeteksi masalah pada bearing atau gear. Masalah yang bersangkutan adalah sinyal spike atau getaran seketika yang disebabkan oleh:

- Rusaknya permukaan inner/outer race dari roller bearing.
- Rusaknya permukaan gigi-gigi.
- Gesekan antara metal dengan metal.

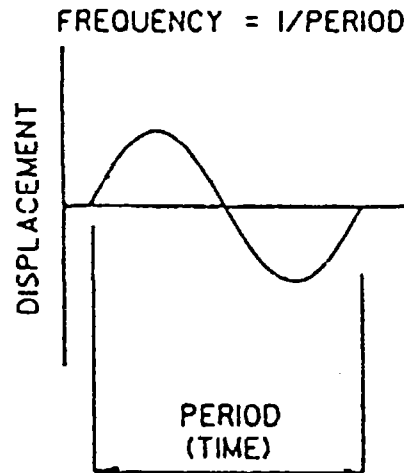
Adapun gambarnya dapat dilihat pada gambar 2.8 dibawah ini !



Gambar 2.8 (Ref3, Hal 5) Spike Energi.

2. Frekuensi

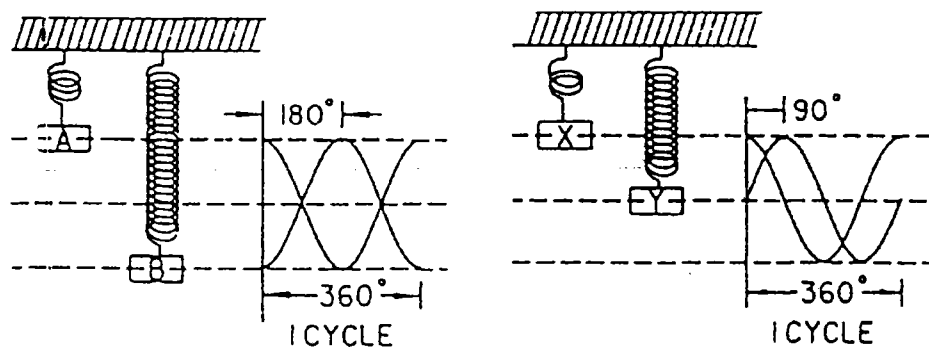
Untuk menganalisa getaran mesin guna mengetahui masalah tertentu, perlu diketahui frekuensi getarannya dan hal ini sangat membantu mengidentifikasi masalah dan bagian mana yang rusak. Adapun gambarnya dapat dilihat pada gambar 2.9 dibawah ini



Gambar 2.9 (Ref3,Hal 5) Frekuensi Getaran.

3. Phasa

Karakteristik getaran lainnya adalah phasa. Phasa didefinisikan sebagai posisi dari suatu gelombang terhadap gelombang yang lainnya atau terhadap titik tertentu yang sudah ditetapkan terlebih dahulu. Adapun kegunaan dari phasa adalah untuk membalancing, untuk jenis misalignment dan untuk mengetahui adanya looseness. Adapun gambarnya adalah dapat dilihat pada gambar 2.10 di bawah ini.



Gambar 2.10 (Ref 3,Hal 5) Phasa Getaran.



Penggunaan displacement, velocity, acceleration :

- Velocity : Umum digunakan karena mempunyai daerah frekuensi dari 600 – 60000 cpm dan langsung dapat dilihat atau dicocokkan pada severity chart guna menentukan kondisi mesin.
- Displacement : Digunakan untuk daerah frekuensi 600 cpm ke bawah atau mesin-mesin dengan putaran rendah.
- Acceleration : Digunakan untuk daerah frekuensi di atas 60000 cpm atau untuk mendeteksi kerusakan pada bearing atau gear.

2.2 Getaran dan kondisi mesin

Mesin yang ideal tidak akan bergetar karena energi yang diterimanya digunakan sepenuhnya untuk kefungsiannya mesin itu sendiri. Dalam praktek mesin yang dirancang dengan baik getarannya relatif rendah namun untuk jangka waktu pemakaian yang lama akan terjadi kenaikan level getaran karena hal berikut :

- a. Keausan pada elemen mesin.
- b. Proses pemantapan fondasi sedemikian rupa sehingga terjadi deformasi dan mengakibatkan misalignment pada poros.
- c. Perubahan perilaku dinamik pada mesin sehingga terjadi perubahan frekuensi pribadi.

Pada jaman dahulu problema getaran dapat dirasakan oleh operator karena alasan berikut :

- a. Putaran kerja mesin relatif rendah sehingga frekuensinya masih dapat dirasakan.
- b. Masih ada interaksi yang intensif antara operator dengan mesin.

Sedangkan dewasa ini problema getaran permesinan tak teramati dengan detil karena alasan berikut :

- a. Putaran kerja mesin yang relatif tinggi sehingga sulit merasakan getaran yang terjadi.



- c. Interaksi yang relatif jarang antara operator dengan mesin karena mesin dioperasikan menggunakan system kontrol.

Keadaan di atas mengakibatkan bahwa pemantauan getaran mesin dewasa ini tidak dapat lagi dilakukan secara kualitatif sehingga pemakaian peralatan getaran untuk memantau getaran yang terjadi adalah merupakan keharusan

Umumnya elemen mesin bertumpu pada system bantalan sehingga gaya eksitasi getaran pada elemen tersebut diteruskan pula ke system tumpuannya. Karena itu pemantauan sinyal getaran dilakukan pada rumah bantalan. Sinyal getaran yang dipantau tersebut berupa sinyal getaran dalam domain waktu yang dapat dikonversikan lebih lanjut ke dalam domain frekuensi. Setiap getaran mesin memiliki level getaran tertentu dan dalam domain frekuensi memiliki spectrum dengan ciri tertentu.

2.2.1 Klasifikasi Pengukuran Getaran Permesinan

Pengukuran getaran permesinan dapat dikelompokkan sebagai berikut :

- a. Pengukuran untuk mengetahui level getaran.

Pengukuran ini umumnya melibatkan data sinyal getaran dalam domain waktu. Ciri pengukuran ini memiliki rentang waktu pengukuran yang lama (ordernya menit) Sehingga diperoleh informasi level getaran yang stabil dalam besaran rms (root mean square). Alat ukur yang digunakan adalah jenis "Vibration Level Meter" baik yang analog maupun yang digital. Hasil pengukuran level getaran umumnya untuk dibandingkan dengan besaran standar (Standar ISO, DIN, BS, DIII) sehingga dapat diketahui getaran mesin tersebut dalam batas yang aman atau tidak.

- b. Pengukuran untuk analisis getaran.

Pengukuran ini lebih rumit dari pengukuran level getaran karena melibatkan sinyal getaran dalam domain waktu maupun dalam domain frekuensi. Ciri pengukuran ini memiliki rentang waktu pengukuran yang pendek karena dipengaruhi oleh pemilihan rentang frekuensi pengukuran. Karena itu harus hati-hati dalam menentukan level getaran dari sinyal



domain waktu yang diperoleh dari pengukuran ini. Alat ukur yang digunakan adalah jenis CSI (Computational System Incorporated) sehingga dapat dilakukan proses konversi data dari domain waktu ke domain frekuensi. CSI ini dapat juga digunakan untuk pengolahan data lebih lanjut yang mana nantinya berguna untuk kegiatan analisis sinyal getaran untuk memperoleh keperluan diagnosa kemungkinan cacat dalam mesin tersebut.

2.2.2 Tujuan Pengukuran

Dalam suatu pengukuran getaran mesin tujuan utama adalah untuk mendapatkan data dimana dengan melalui pemantulan sinyal getaran secara berkala maka kita dapat mengetahui kondisi mesin yang sebenarnya.

Data-data tersebut merupakan sumber informasi yang sangat berharga tentang kelainan atau kerusakan yang diketahui beserta spectrum getarannya. Dengan demikian kerusakan dan kelainan yang sama yang pernah terjadi akan dapat diidentifikasi dengan cepat. Selain itu data-data tersebut dapat juga dimanfaatkan untuk mengubah spesifikasi rancangan sehingga tingkat keandalan mesin dapat dinaikkan.

Tujuan lain dari pengukuran getaran mesin adalah :

a. Untuk mengetahui besar amplitudo getaran

Besaran ini dapat dibedakan menjadi :

a.1 Harga Peak to Peak.

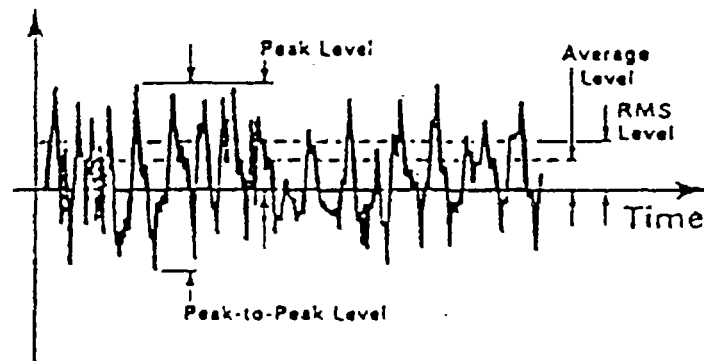
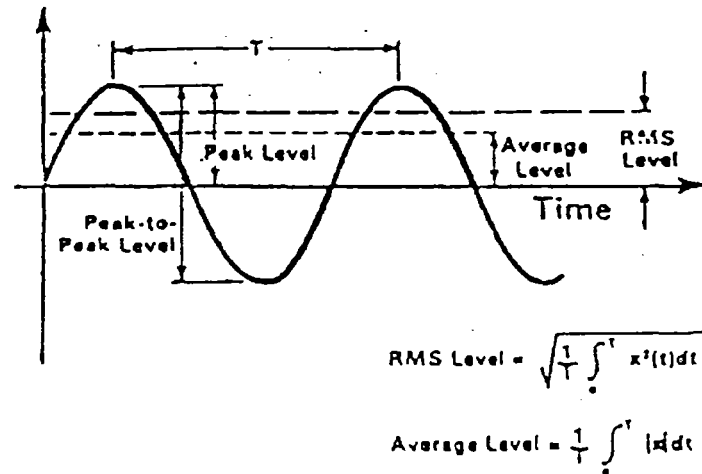
Besaran ini bisa dihubungkan dengan besarnya tegangan maksimum yang terjadi atau dihubungkan dengan celah (clearance) yang terjadi antara elemen rotasi dengan rumahnya.

a.2 Harga puncak maksimum

Besarnya harga puncak maksimum yang terdapat dalam pengamatan sinyal getaran.

a.3 Harga RMS (Root Mean Square).

Semua besaran pengukuran amplitudo sinyal getaran tersebut diilustrasikan dalam gambar 2.13



Gambar 2.12(Ref1,Hal 87) Amplitudo Sinyal Getaran.

b. Untuk keperluan analisis struktur dinamik

Sinyal getaran yang terjadi pada suatu struktur sebenarnya mencirikan perilaku dinamik struktur tersebut karena respon getarannya tergantung pada perilaku dinamik dan stimulus yang bekerja pada struktur tersebut.

2.3 Transducer Getaran

Transducer ini memegang peranan penting dalam kegiatan pemantauan sinyal getaran karena terletak di sisi terdepan dari suatu proses pemantauan sinyal getaran mesin. Transducer ini berfungsi untuk mengubah besaran sinyal getaran analog dalam besaran listrik dan pada umumnya berbentuk tegangan listrik.

Transducer getaran ini dibedakan menjadi 3, yaitu :

1. Sensor simpangan getaran (Displacement Transducer)

2. Sensor kecepatan getaran (Velocity Transducer)
3. Sensor percepatan getaran (Accelerometer)

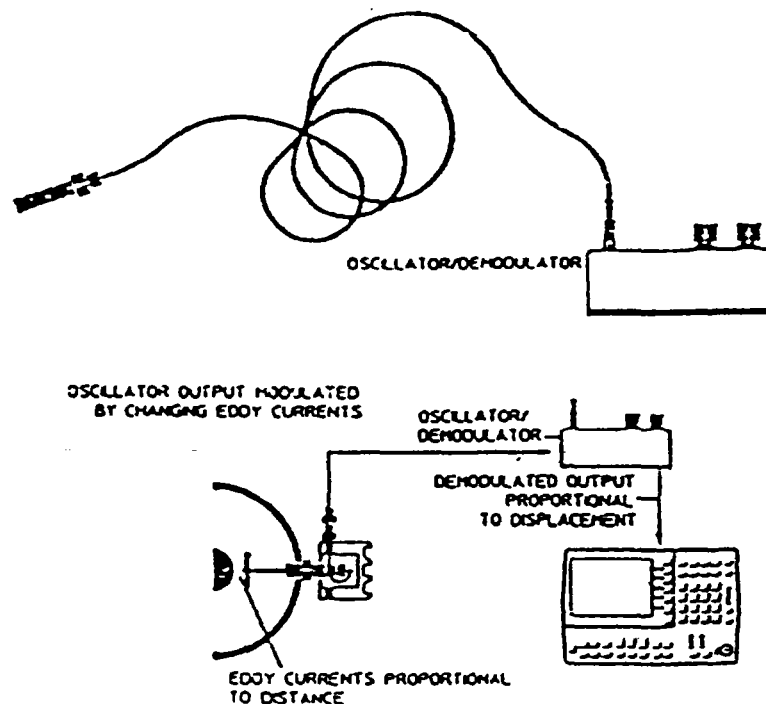
2.3.1 Transducer simpangan (Displacement Transducer)

Untuk pengukuran amplitudo getaran secara mekanik dapat digunakan semacam "dial indicator" yang ujung stilusnya disentuhkan pada permukaan yang bergetar. Keterbatasan sensor jenis ini adalah :

- a. Untuk frekuensi rendah (kurang dari 7 Hz)
- b. Untuk amplitudo getaran yang berbentuk sinusoidal dan amplitudonya relatif besar.

Disamping sensor mekanik, terdapat juga transducer simpangan yang bekerja secara elektrik dan tidak menyentuh permukaan getar. Sensor simpangan tak kontak (non contacting displacement transducer) ini digunakan untuk mengukur langsung gerak relatif poros.

Sensor simpangan tak kontak ini dilengkapi dengan osilator/demodulator untuk mendemodulasi sinyal diatas sehingga menghasilkan sinyal keluaran berupa tegangan listrik yang sebanding dengan gerak relatif poros. Hal ini diperlihatkan dalam gambar 2.14



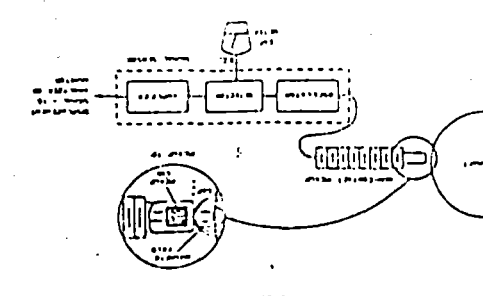
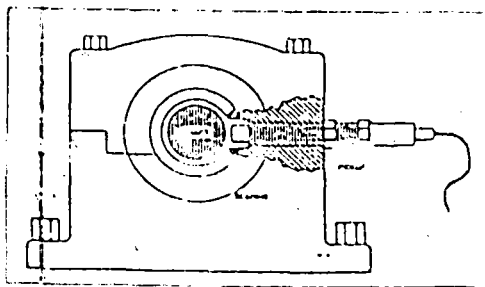
Gambar 2.14 (Ref 1, Hal 99) Sensor simpangan tak kontak kelengkapan dan cara pemasangan

Transducer jenis ini disebut juga sebagai Probe Eddy Current Atau Probe Proximity yang banyak digunakan dalam pemantauan sinyal getaran pada mesin-mesin rotasi.

Adapun prinsip kerja dari transducer jenis ini (Probe Proximity) adalah :

1. Bahan konduktor (poros) akan membangkitkan eddy current oleh karena peristiwa pemotongan medan magnet yang dibangkitkan oleh pickup oil.
2. Eddy Current ini akan tertangkap oleh pickup oil dan mempengaruhi titik kerja osilator.
3. Perubahan titik osilator ini sebanding dengan jarak (gap) displacement.

Untuk skemanya dapat dilihat pada gambar 2.15



Gambar 2.15(Ref 3,Hal 10) skema pemasangan dan diagram transducer non kontak pada rumah bearing.

Keuntungan sensor jenis ini adalah :

- a). Sensor simpangan tak kontak ini dilengkapi dengan pengkondisian sinyal (osilator/demodulator). Sensivitas sensor ini sekitar 200 mV/mil atau 8 mV/ μm (1 mil = 0.001 inch ; 1 μm = 0,001 mm) dan frekuensi responnya 0 – 600 cpm.

- b). Tidak menyentuh permukaan getar.
- c). Tidak ada bagian-bagian yang bergerak sehingga tidak terjadi problema keausan.
- d). Bisa bekerja pada frekuensi 0 Hz (sinyal DC).

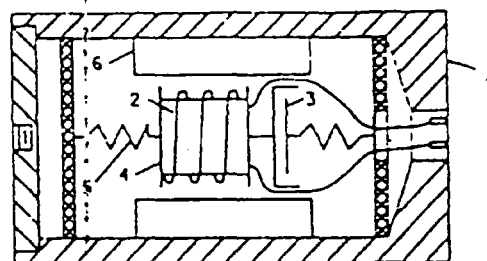
Kerugian sensor jenis ini adalah :

- a) Baik cacat permukaan poros maupun ketidakhomogenan sifat kelistrikan pada poros akan menimbulkan sinyal yang salah pada sensor.
- b) Dalam beberapa kasus pemasangan relatif susah karenanya pada mesin tersebut di beberapa tempat terpaksa dilubangi untuk penempatan sensor.
- c) Terpengaruh oleh ketidakbundaran poros.
- d) Terpengaruh oleh sifat konduktivitas listrik dan material.

2.3.2 Transducer kecepatan

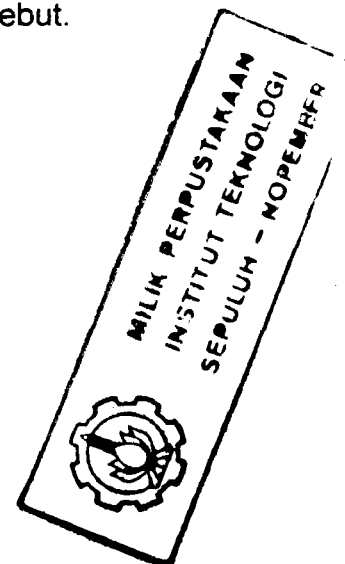
Prinsip kerja dari transducer jenis ini berdasarkan hukum Fisika dan apabila suatu konduktor digerakkan dalam medan magnet maka akan timbul suatu tegangan induksi pada konduktor tersebut. Gambar 2.16 di bawah ini menunjukkan transducer kecepatan. Sistem tersebut terdiri dari massa yang dililiti suatu kumparan yang dihubungkan dengan pegas dan damper. Dan suatu magnet permanen yang akan memberikan medan magnet yang cukup kuat dipasang mengelilingi kumparan tersebut.

Velocity Pickup (Moving Coil)



1) Pickup Case 2) Wire Coil 3) Damper
4) Mass 5) Spring 6) Magnet

Gambar 2.16 (Ref 3, Hal) Transducer Kecepatan.

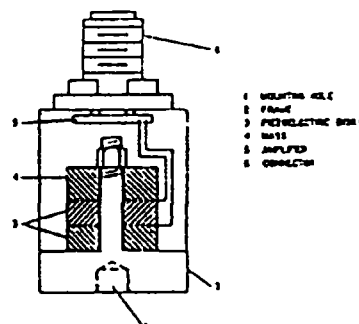


Beberapa hal yang perlu diperhatikan pada transducer ini adalah :

- a) Termasuk dalam kelompok transducer aktif, karena menghasilkan sinyal analog getaran dalam besaran tegangan listrik tanpa memerlukan catu daya (Power Supply).
- b) Ukurannya relatif besar sehingga frekuensi pribadinya rendah sekitar 8 – 10 Hz.
- c) Daerah frekuensi pengukuran dilakukan di atas frekuensi pribadinya dan pada umumnya adalah :
 $10 \text{ Hz} < \text{Frekuensi pengukuran} < 1000 \text{ Hz}$.
- d) Pemasangan sensor kecepatan relatif tidak kritis dan pada ujung sensor dapat dipasang batang pengukur atau pelek magnetik.
- e) Sensor kecepatan getaran dapat dipakai tanpa conditioning amplifier karena merupakan jenis sensor aktif.
- f) Konstruksi sensor kecepatan getaran merupakan system elektromekanik sehingga bisa terjadi keausan yang mengakibatkan perubahan harga kalibrasinya.
- g) Dapat mengukur displacement dan velocity.

2.3.3 Accelerometer

Accelerometer adalah jenis transducer yang umum digunakan dalam pengukuran sinyal getaran. Transducer ini biasanya menggunakan efek piezoelectric, yakni timbulnya muatan listrik pada permukaan keping kristal piezoelectric karena adanya tekanan yang bekerja pada permukaannya. Karena menggunakan konsep piezoelectric maka transducer digunakan bersama dengan “charge – amplifier”. Gambar dari Accelerometer adalah seperti pada gambar 2.17



Gambar 2.17 (Ref 3,Hal 9) Accelerometer.

Hal-hal yang perlu diperhatikan dalam pemakaian transducer ini adalah :

- a) Bentuknya kompak dan ringan sehingga frekuensi pribadinya sangat tinggi sekitar 20 KHz.
- b) Berbeda dengan sensor kecepatan, maka daerah frekuensi pengukurannya adalah dibawah frekuensi pribadinya yaitu 10 – 10000 Hz dan sensitivitasnya 1 – 3000 mV/g.
- c) Keterbatasan pemakaian accelerometer adalah pada frekuensi rendah karena sinyal keluarannya relatif kecil. Sebaliknya untuk frekuensi tinggi cenderung menghasilkan tegangan keluaran yang relatif besar.
- d) Pada umumnya accelerometer memerlukan catu daya.
- e) Dapat mengukur acceleration dan velocity.
- f) Berbeda dengan sensor kecepatan getaran maka respon frekuensi accelerometer sangat sensitive terhadap cara pemasangannya sehingga dianjurkan untuk tidak dipegang dengan tangan.

2.3.4 Pemilihan Sensor Getaran

Perlu diketahui bahwa tidak ada satupun transducer yang cocok digunakan untuk semua pemakaian, sehingga kita perlu untuk memilih mana transducer yang cocok untuk keperluan kita. Pemilihan transducer ini adalah langkah penting untuk mendapatkan data vibrasi yang benar dan akurat.

Langkah-langkah dalam pemilihan sensor getaran adalah sebagai berikut

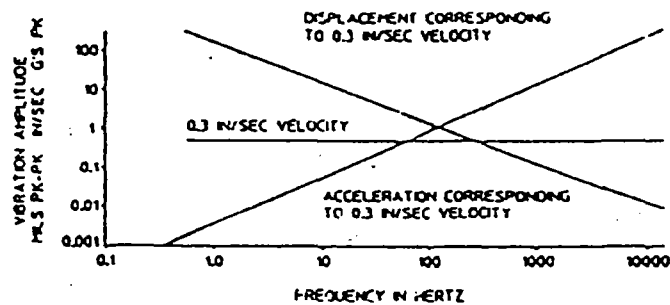
1. Tentukan obyek ukur yang diinginkan.
Bila obyek ukur adalah berupa celah (clearance) atau gerak relatif, maka sensor yang digunakan adalah sensor simpangan. Selain obyek ukur diatas maka perhatikan langkah berikutnya.
2. Pertimbangan Impedansi Mekanik.
Bila getaran yang terjadi tidak diteruskan ke rumah mesin dengan baik, misalnya pada kasus bantalan luncur. Bila system poros rotor

lebih fleksibel daripada rumah bantalan maupun rumah mesinnya sendiri maka digunakan transducer simpangan.

3. Pertimbangan Frekuensi.

Dalam kasus ini pemilihan sensor getaran atas pertimbangan frekuensi adalah sebagai berikut :

- Bila frekuensi obyek ukur diatas 1000 Hz maka digunakan accelerometer.
- Bila frekuensinya berada antara 10 Hz sampai 1000 Hz maka dapat digunakan sensor kecepatan atau accelerometer. Hal ini dapat diperlihatkan dalam gambar dibawah ini



Gambar 2.18 (Ref 1, Hal 108) Sinyal percepatan, kecepatan dan simpangan untuk amplitudo getaran tertentu.

4. Pertimbangan pemakaian sensor kecepatan dan percepatan getaran.

- Pemakaian sensor kecepatan getaran.
 - Selama pengukuran sensor dipegang dengan tangan.
 - Putaran mesin relatif rendah (kurang dari 1200 rpm).
 - Obyek uji jauh lebih besar dari pada sensor kecepatan.
- Pemakaian accelerometer.
 - Frekuensi obyek ukur di atas 1000 Hz.
Misalnya : kerusakan pada sudut turbin atau pada transmisi roda gigi.
 - Untuk pengukuran pada lingkungan yang bersuhu relatif tinggi (sampai 120 °C).



- Sistem pengukuran terpadu yang memerlukan sensor berumur kerja lama (lebih dari dua tahun).

2.3.5 Pemasangan Sensor Getaran

Langkah selanjutnya setelah pemilihan sensor getaran adalah pemasangan pada mesin atau struktur. Idealnya sensor dipasang secara permanen pada setiap tempat dan disambungkan dengan hard wire pada sentral komputer untuk pengambilan sampling data secara terus menerus. Tetapi jumlah tempat dan biaya untuk transducer dan instalasi tidak memungkinkan untuk melaksanakan itu. Jumlah sensor yang digunakan tergantung pada:

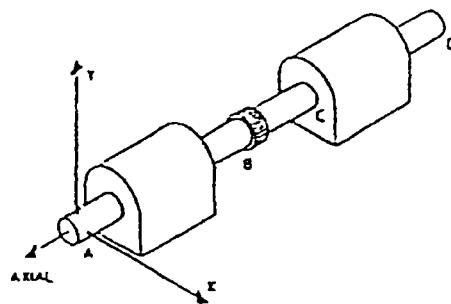
- a. Kritis tidaknya mesin tersebut dalam rangkaian proses produksi di instalasi tersebut. Semakin kritis mesin tersebut maka jumlah titik pemantauan getaran semakin banyak sehingga jumlah sensor getarannya menjadi banyak.
- b. Biaya untuk perawatan ataupun pengantiannya. Semakin banyak biaya untuk perawatannya berarti jumlah titik pemantauan getaran semakin banyak sehingga jumlah sensor getarannya semakin banyak.

Sensor getaran dipasang pada bagian-bagian mesin yang cukup kaku untuk menghindari efek resonansi local bagian tersebut. Misalnya sensor getaran tidak dipasang pada tutup mesin yang dibuat pada plat tipis. Pemasangan sensor getaran harus mengikuti petunjuk yang telah ditentukan oleh pabrik pembuat sensor tersebut.

Panduan pemasangan sensor secara umum diperlihatkan dalam table berikut ini dengan mengacu pada gambar 2.19



Diskripsi mesin	Sensor getaran	Lokasi
1.Turbin uap/pompa atau kompresor besar Bantalan luncur	Simpangan	Radial horizontal & vertikal Titik : A, B, C, D Aksial : A, D, (redundan)
2.Turbin gas/pompa medium	Simpangan	Arah : radial vertikal & horizontal titik : A, B
	kecepatan	Arah : radial horizontal & vertikal titik : A, B
3.Motor/fan Bantalan luncur	Simpangan atau Kecepatan	Satu sensor arah radial pada setiap bantalan. Satu arah aksial untuk deteksi keausan
4.Motor/pompa atau kompresor Bantalan rol	Kecepatan atau Accelerometer	Satu sensor arah radial pada setiap bantalan. Satu arah aksial pada motor untuk deteksi keausan
5.Gearbox	Accelerometer	Sensor-sensor dipasang sedekat mungkin ke setiap bantalan
5.Porøs gearbox Bantalan luncur	Simpangan	Arah : radial horizontal & vertikal di setiap bantalan Aksial untuk deteksi keausan



Gambar 2.19 (Ref 1, Hal 110) Lokasi sensor getaran
(lihat table di atas)

2.4 Sinyal Getaran

Sinyal yang diperoleh melalui transducer pada pengukuran suatu getaran mesin adalah suatu gabungan berbagai respons/tanggapan bangunan mesin terhadap bermacam-macam gaya eksitasi dari dalam

mesin maupun dari luar mesin. Kunci ke arah analisis yang efektif adalah penguraian sinyal kompleks ini menjadi komponen-komponennya.

Domain waktu memberikan gambaran fenomena getaran secara fisik sedang domain frekuensi merupakan cara yang cocok untuk mengidentifikasi komponen-komponennya.

Computational System Incorporated (CSI) mampu bekerja pada domain waktu dan domain frekuensi.

2.4.1 Domain Waktu

Dengan domain waktu analisis dapat mengamati perubahan simpangan suatu getaran terhadap waktu secara terinci. Gambar 2.20 merupakan tayangan dalam domain waktu yang menunjukkan simpangan rotor yang tak balans terhadap waktu.

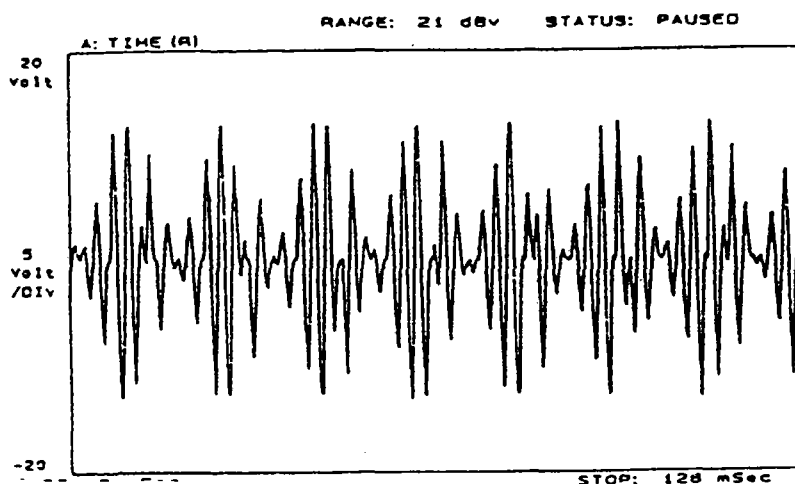
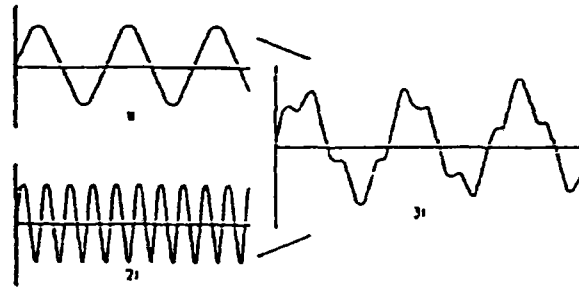


Figure 1-3
DSA displays of amplitude versus time are especially useful for analyzing impulsive vibration that is characteristic of gear and rolling element bearing defects.

Gambar 2.20 (Ref 1, Hal 2) Domain waktu yang menunjukkan simpangan rotor yang tak balans.

Bila getaran mengandung lebih dari satu komponen maka analisis dalam domain waktu menjadi lebih sulit. Keadaan ini ditunjukkan pada gambar 2.21 yang mewakili getaran sinus sebagai komponennya. Dengan melihat sinyal dalam domain waktu tersebut sulit untuk diturunkan masing-masing komponennya. Domain waktu memberikan gambaran yang alamiah dari fenomena getaran yang sangat berguna untuk menganalisis sinyal impuls yang dihasilkan oleh bantalan atau roda gigi yang rusak, atau sinyal dari bagian mesin yang kendor.



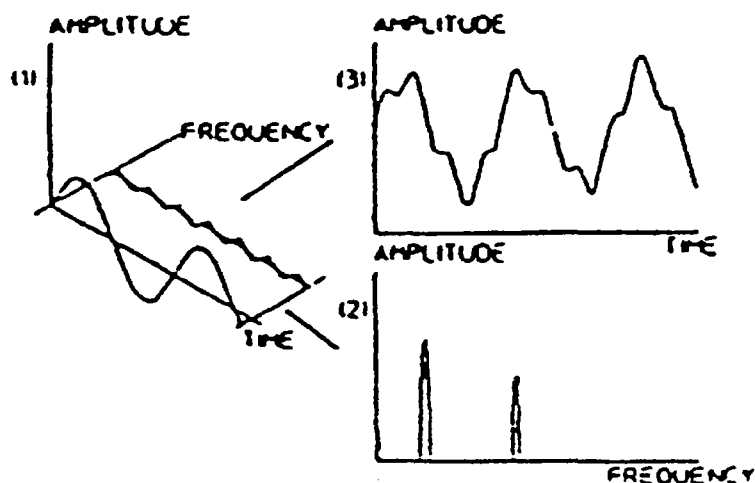
Gambar 2.21 (Ref 1, Hal 112)

Kombinasi antara 2 buah

getaran dalam domain waktu.

2.4.2 Domain Frekuensi

Dalam praktek tidak ada sinyal getaran yang keberadaannya langsung dalam domain frekuensi. Sinyal getaran selalu terjadi dalam domain waktu tetapi untuk keperluan analisis sinyal getaran yang dalam domain waktu ini dapat dikonversikan ke dalam domain frekuensi. Ilustrasi tentang konsep data dalam domain waktu dan dalam domain frekuensi diperlihatkan dalam gambar 2.22



Gambar 2.22 (Ref 1, Hal 113)

Hubungan antara data

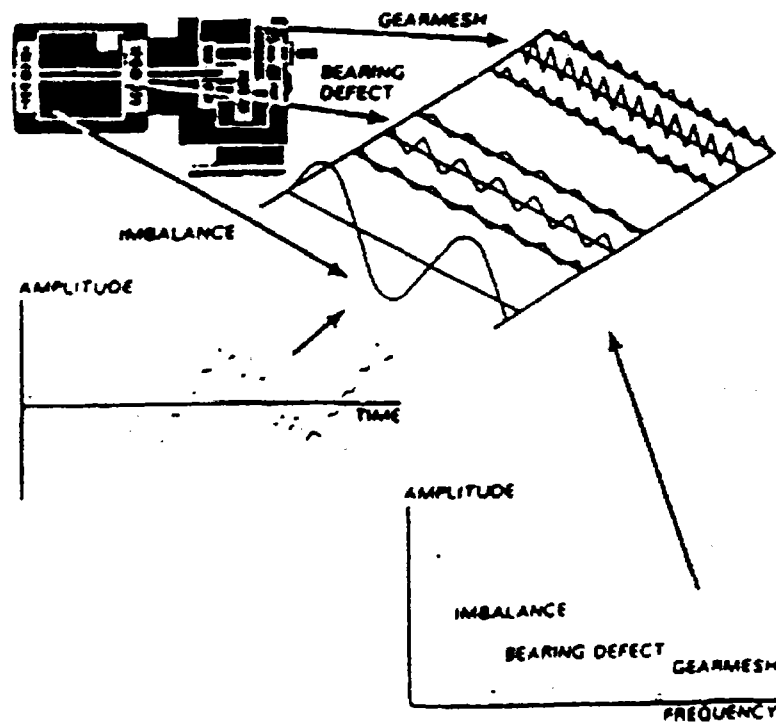
domain waktu dengan domain frekuensi.

Gambar (1) memperlihatkan data dalam system koordinat 3 dimensi yang terdiri atas sumbu waktu, sumbu frekuensi dan amplitudo. Hubungan antara amplitudo dengan frekuensi ditunjukkan dalam gambar (2) sedangkan hubungan antara amplitudo dan waktu ditunjukkan dalam



gambar (3). Data dalam domain waktu ternyata tersusun atas dua sinyal sinus yang frekuensinya berbeda seperti yang diperlihatkan oleh data dalam domain frekuensi. Dalam domain waktu masing-masing komponen sinyal tidak teramati langsung sedangkan domain frekuensi baik amplitudonya maupun frekuensi dapat diketahui secara langsung. Pernyataan sinyal dalam domain frekuensi disebut spectrum sinyal.

Gambar 2.23 memberikan gambaran yang lebih nyata tentang sinyal yang diperoleh dari pengukuran yang kemudian dikonversikan ke domain frekuensi. Sumber getaran dalam contoh ini rotor tak balans, bantalan roda rusak, dan “meshing” roda gigi. Supaya mudah, banyak hal-hal yang disederhanakan dalam contoh ini. Rotor tak balans menimbulkan getaran dengan frekuensi satu putaran. Bila dianggap bahwa pada jalur cincin luar bantalan mempunyai satu cacat, maka akan terjadi getaran impuls setiap kali melewati bola cacat. Anggap getarannya berupa sinus. Dua gelombang sinus di kedua sisi adalah side band yang terjadi karena modulasi antar rotor tak balans dan getaran bantalan rusak. Frekuensi side band ini adalah satu kecepatan putar di atas dan di bawah frekuensi bantalan rusak. Frekuensi meshing roda gigi merupakan perkalian kecepatan putar pinion dengan jumlah gigi pinion, side band di sekitar frekuensi meshing ditimbulkan oleh eksentrisitas roda gigi.



Gambar 2.23 (Ref I, Hal 114) Getaran permesinan yang ditunjukkan dalam domain waktu dan domain frekuensi.

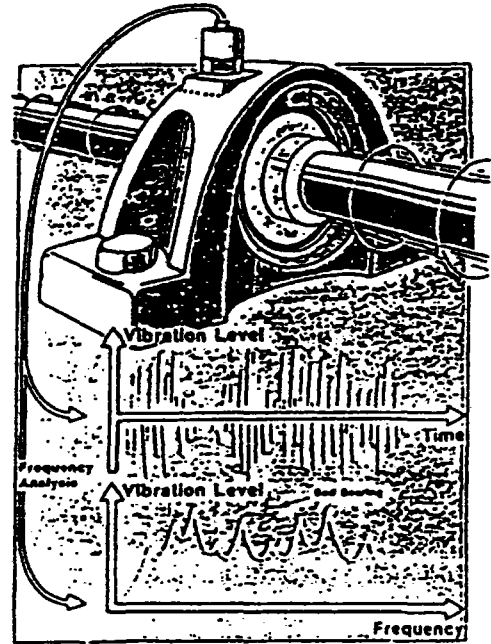
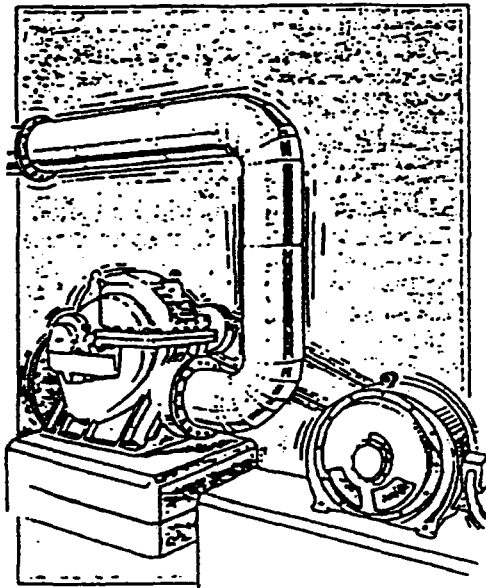
2.5 Analisis Data Domain Frekuensi

2.5.1 Konsep Analisis Data Domain Frekuensi

Analisis data domain frekuensi dilakukan umumnya untuk kegiatan berikut

- Untuk memeriksa apakah amplitudo suatu frekuensi domain masih dalam batas yang diijinkan oleh standar.
- Untuk memeriksa apakah amplitudo untuk rentang frekuensi tertentu masih berada dalam batas yang diijinkan oleh standar.
- Untuk keperluan diagnosis.

Hal ini diperlihatkan dalam gambar 2.24



Gambar 2.24 (Ref 2, Hal 63)

Getaran permesinan dan sinyal
getarannya.

Keterangan gambar :

a) Gambar bagian kiri.

Getaran yang terjadi pada sistem pipa diakibatkan oleh getaran yang berasal dari getaran blower. Dalam kasus ini salah satu frekuensi getaran blower sama dengan frekuensi pribadi pipa sehingga terjadi kasus resonansi.

Untuk diagnosis yang lebih akurat maka sinyal getaran pada pipa maupun yang pada blower perlu dianalisis dalam domain frekuensi.

b) Gambar bagian kanan.

Pemantauan sinyal getaran pada rumah bantalan.

Untuk mengetahui apakah getaran yang terukur berasal dari elemen rotasi maka sinyal tersebut dianalisis dalam domain frekuensi. Data frekuensi domain selanjutnya diperiksa apakah tergantung pada frekuensi putaran elemen rotasi.



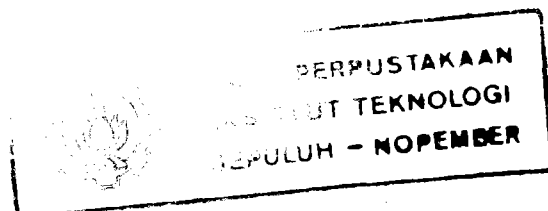
Dalam praktek analisis data domain frekuensi tidak semudah dalam ilustrasi di atas. Analisis data domain frekuensi untuk keperluan diagnosis ditunjukkan antara lain untuk :

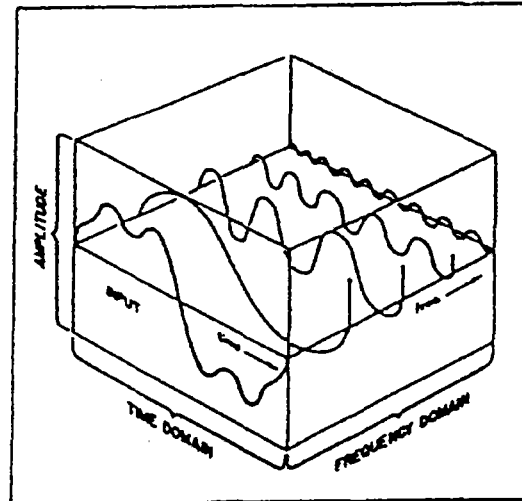
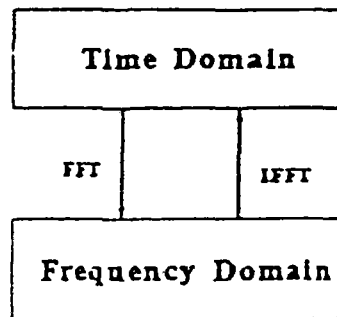
- a) Prakiraan sumber-sumber eksitasi getaran yang terjadi pada suatu mesin.
- b) Pemilihan antara getaran karena eksitasi oleh cacat pada elemen rotasi atau karena kasus resonansi.
- c) Strategi untuk mengatasi problema getaran di lapangan.

Dalam analisis data domain frekuensi perlu diperhatikan hal berikut :

- a) Data domain frekuensi berasal dari hasil konversi data dalam domain waktu, sehingga perlu diperiksa terlebih dahulu keabsahan data domain waktunya.
- b) Data domain waktunya tidak mengandung sinyal yang mengalami overload maupun terpotong karena sinyal tersebut jauh lebih besar dari range pengukuran.
- c) Bila analisis domain frekuensi ini adalah bersifat off – line maka data domain waktu sebaiknya :
 - Berupa rekaman data analog.
Misalnya data yang direkam menggunakan perekam analog.
 - Bila data domain waktu berupa data digital maka analisis domain frekuensinya menggunakan rentang frekuensi yang disesuaikan dengan frekuensi pencuplikan yang digunakan pada waktu perekaman data digital tersebut.

Secara konseptual analisis data domain frekuensi dilakukan mengkonversikan data domain waktu ke dalam domain frekuensi. Dalam praktek proses konversi ini digunakan melakukan proses transformasi Fourier cepat (FFT = Fast Fourier Transform) yang dewasa ini merupakan kemampuan standar pada DSA. Hal ini diperlihatkan pada gambar 2.25





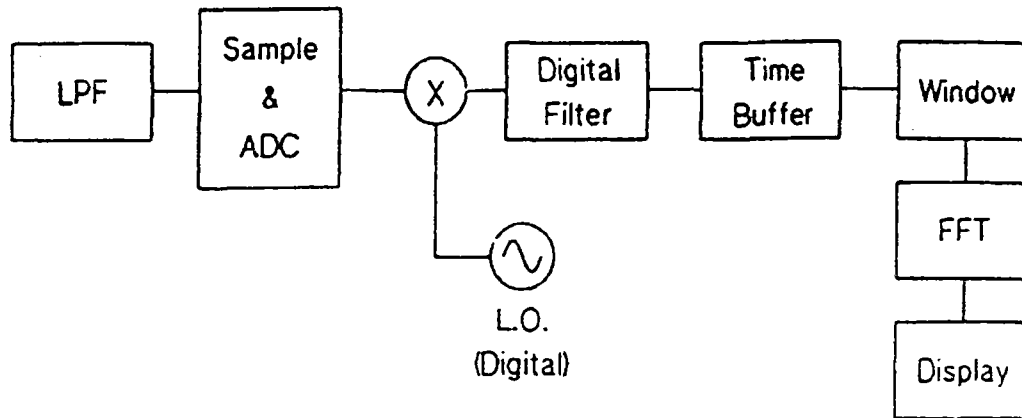
Gambar 2.25 (Ref 2, hal 66) Hubungan data domain waktu dengan domain frekuensi.

Data domain waktu merupakan respon total sinyal getaran sehingga karakteristik masing-masing komponen sinyal getarannya tidak terlihat jelas. Dengan bantuan konsep deret Fourier maka sinyal getaran ini dapat dipilah-pilah menjadi komponen dalam bentuk sinyal sinus yang frekuensinya adalah frekuensi-frekuensi dasar dan harmonik-harmoniknya. Proses konversi ini menggunakan algoritma perhitungan yang disebut sebagai Transformasi Fourier Cepat atau Fast Fourier Transform dan disingkat dengan FFT serta diimplementasikan pada semua DSA.

Keuntungan penggunaan DSA dalam analisis data domain frekuensi adalah :

- Fleksibilitas yang tinggi dalam pengolahan datanya.
- Waktu konversi data yang relatif cepat (order mili-sekon)

Blok diagram DSA yang berupa instrumen diperlihatkan dalam gambar 2.26



Gambar 2.26 (Ref 2, Hal 67) Diagram Blok DSA.

Secara konseptual prinsip kerja DSA adalah sebagai berikut :

a) Anti Aliasing Filter.

Pada tahap ini sinyal analog dimasukkan dalam LPF (Low Pass Filter) dengan tujuan untuk mencegah terjadinya kesalahan aliasing atau pelipatan frekuensi.

b) Konversi Sinyal Analog Menjadi Digital.

Pada tahap ini dilakukan pencuplikan sinyal analog dan konversi menjadi data digital yang diskrit.

ADC adalah Analog to Digital Converter. Problema kritis dalam tahap ini adalah besar frekuensi pencuplikan agar tidak terjadi kesalahan aliasing.

c) Penyimpanan Data Digital Domain Waktu Dalam Time Buffer Memory.

d) Koreksi Data Digital Dengan Fungsi Jendela.

Proses window ini dimaksudkan untuk mencegah semaksimal mungkin terjadinya kebocoran spectrum karena hal ini akan mempengaruhi ketelitian frekuensi dan amplitudonya.

e) Konversi Data Domain Waktu ke Domain Frekuensi

Pengolahan data ini menggunakan algoritma FFT.

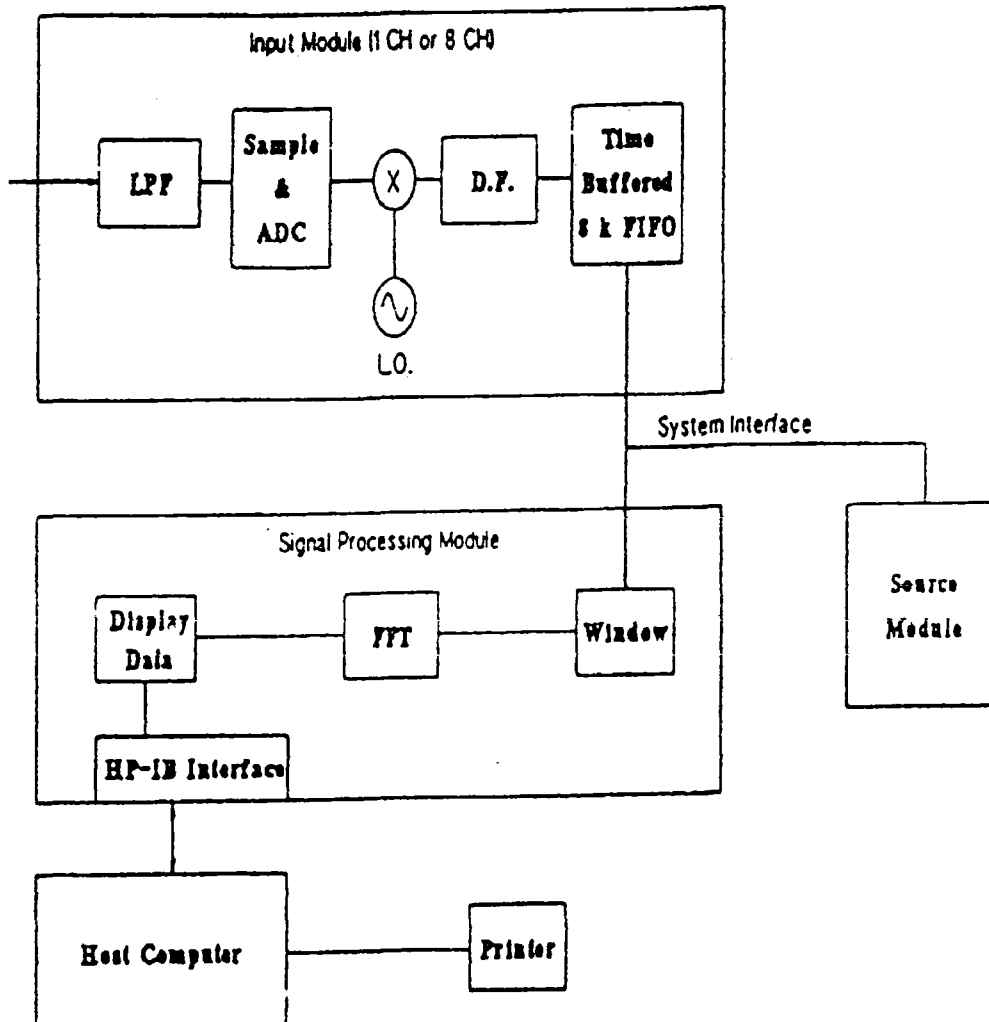
f) Pengolahan Data Lanjut dan Penanyangannya.

Pengolahan data lanjut diantaranya :

- Auto Power Spectrum.
- Fungsi Respon Frekuensi.

- Peta Spektrum Frekuensi.
- Order Tracking.

Diagram blok DSA berbasis komputer diperlihatkan dalam gambar 2.27



Gambar 2.27 (Ref 2,hal 67) Diagram Blok DSA berbasis komputer.

DSA berbasis komputer ini merupakan satu kesatuan antara instrumen dan komputer. Biasanya kanal masukan lebih dari 2 sehingga biasanya disebut sebagai Multi Channel Spectrum Analyzer (MSA). Pengolahan data lanjutan dikerjakan oleh software yang terdapat di komputer.

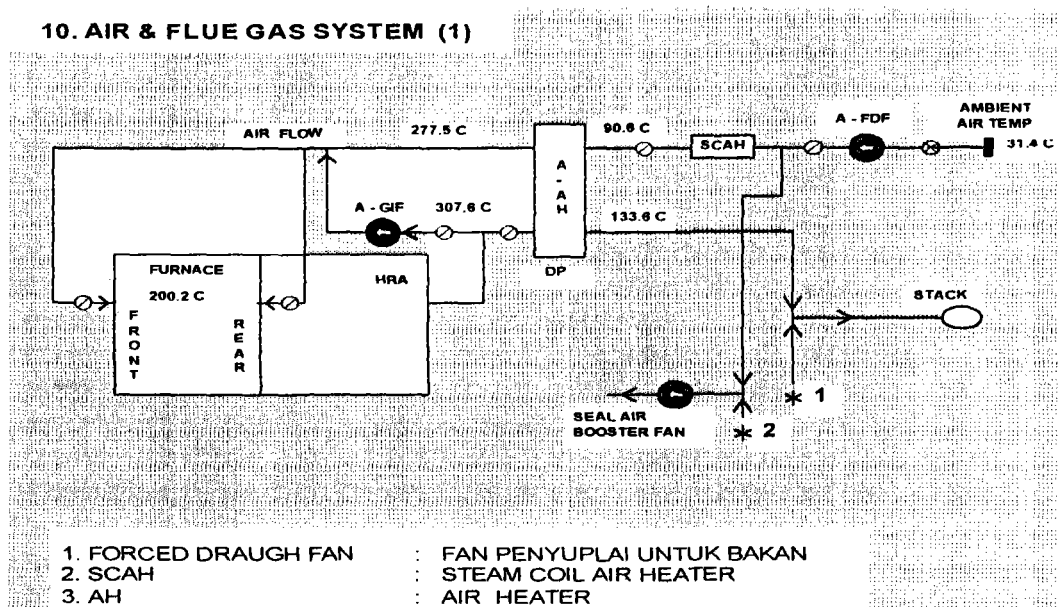
2.6 Gas Injection Fan

2 gas injection fan diberikan untuk satu unit. Gas injection fan akan dioperasikan untuk membantu kontrol temperatur uap. Aliran gas injection fan berasal dari gas bekas furnace untuk dialirkan kembali pada furnace dengan cara kontrol temperatur otomatis. Fan yang digunakan disini adalah jenis Single suction-turbo. Untuk spesifikasinya dapat dilihat dibawah ini

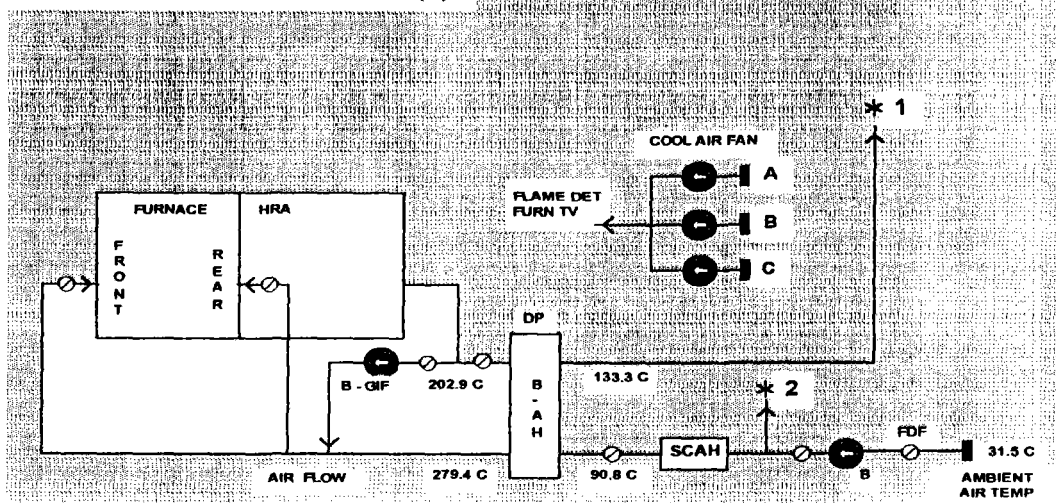
Manufacture. .	Watanabe MFG Co Ltd
Type and size	Single suction-turbo No. 16
Number	2 sets
Operating speed (rpm)	1,480
Capacity (m ³ /min)	1,060
Motor	
Type	Totally enclosed fan cooled
Capacity (kw)	110
Voltage (V)	440

2.6.1 AIR & FLUE GAS SYSTEM

Untuk aliran gas injection fannya, dapat dilihat pada sistem AIR & FLUE GAS SYSTEM dibawah ini



Gambar 2.27(Ref 7) Air & Flue Gas System (I)

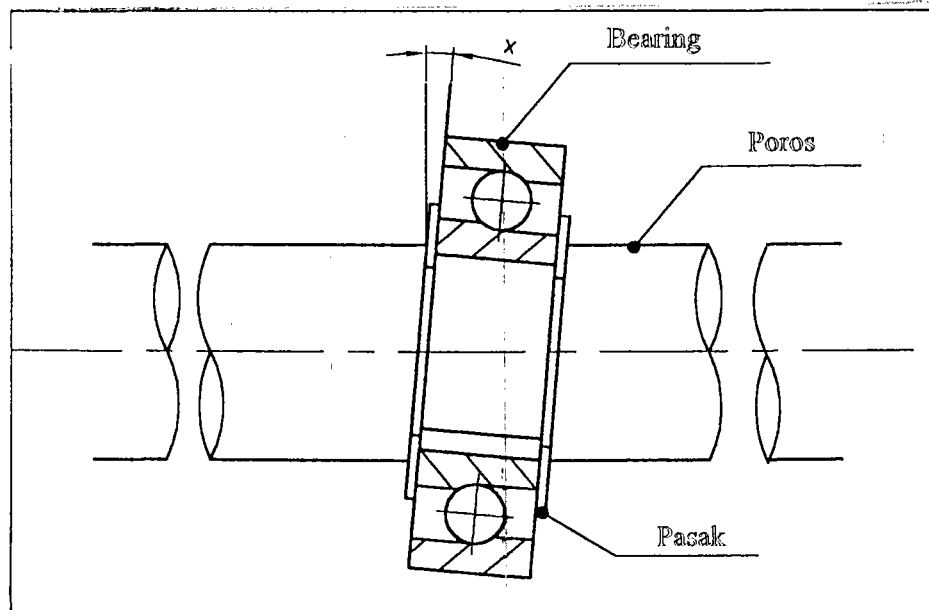
11. AIR & FLUE GAS SYSTEM (2)

Gambar 2.28 (Ref 7) Air & Flue Gas System (II)

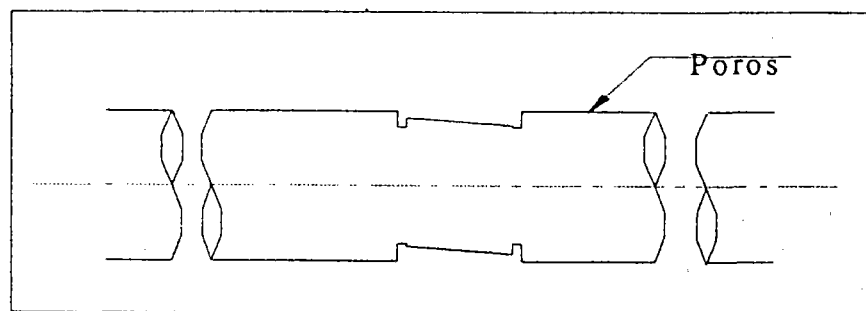
2.7 Rotor Rub.

Dilihat dari artinya Rub berarti gesekan. Jadi Rotor Rub berarti adanya gesekan antara Rotor (bagian yang berputar) dengan komponen benda lain semisal bearing, seal pengunci kopling dan lain-lain. Dalam kasus ini Rotor (bagian yang berputar) adalah Poros yang bergesekan dengan Bearing.

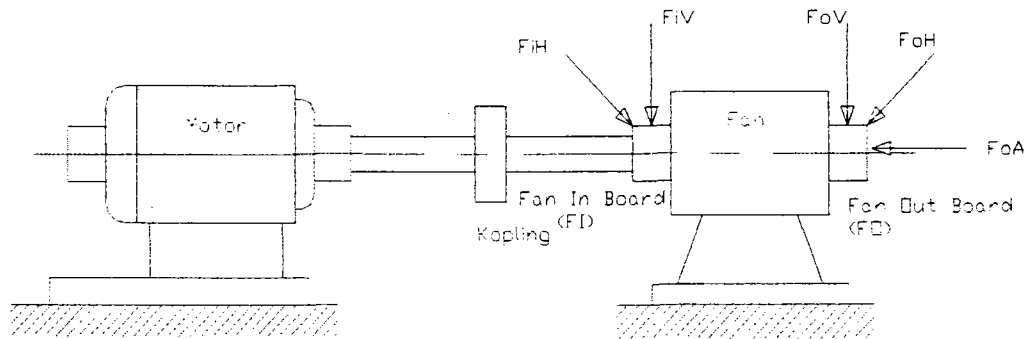
Rotor Rub terjadi karena pemasangan yang salah pada bantalan yang dipasang pada poros sehingga mengakibatkan baik poros maupun bantalan tersebut rusak. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar dibawah



Gambar 2.29 Pemasangan yang salah pada bantalan



Gambar 2.30 Akibat dari pemasangan bantalan yang salah
Kejadian pemasangan yang salah tadi terjadi pada Fan In Board
dan Fan Out Board



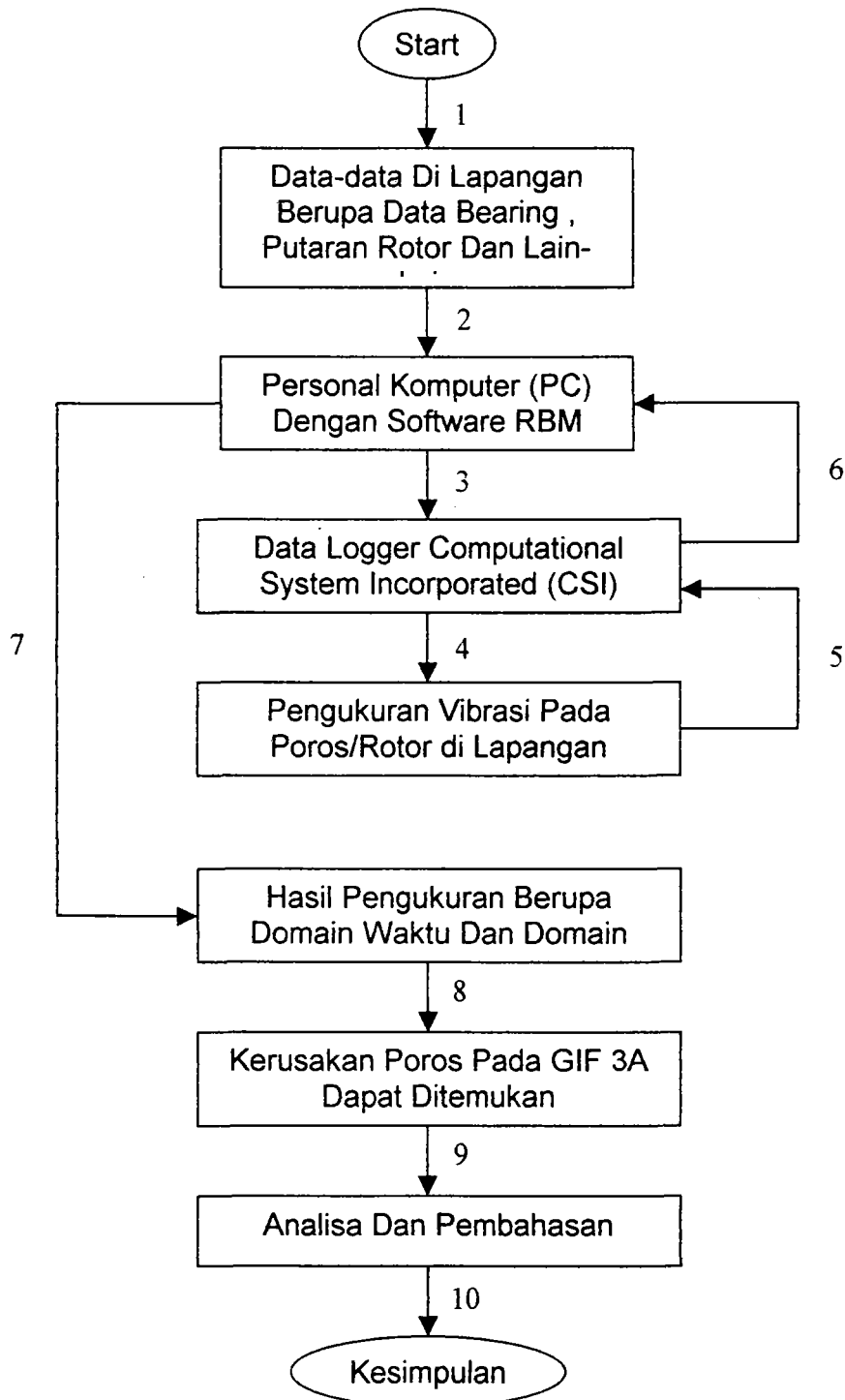
Gambar 2.31 Gambar Fan In Board dan Fan Out Board

Rotor rub menghasilkan spectra yang sama seperti Mechanical Looseness ketika bagian yang berotasi berhubungan dengan komponen yang tetap. Rotor Rub biasanya menghasilkan rangkaian frekuensi, sering membangkitkan satu atau lebih resonansi. Sering membangkitkan pecahan bilangan bulat subharmonic pada kecepatan putar ($1/2, 1/3, 1/4, 1/5, \dots, 1/n$) tergantung pada frekuensi natural rotor. Rotor Rub dapat membangkitkan frekuensi yang tinggi (seperti kegaduhan tarikan kapur sepanjang papan tulis). Hal tersebut dapat menjadi sangat serius dan terjadi dalam waktu yang pendek jika disebabkan poros bersentuhan dengan bearing babbit tetapi berkurang masalahnya bila ketika poros bergesekan dengan seal, coupling guard menekan melawan poros

BAB III

PENGUJIAN VIBRASI

3.1 Metodologi Pengujian Vibrasi



Gambar 3.1 Diagram Alir untuk memecahkan persoalan

Peralatan Vibrasi

3.2.1 Computational System Incorporated (CSI)

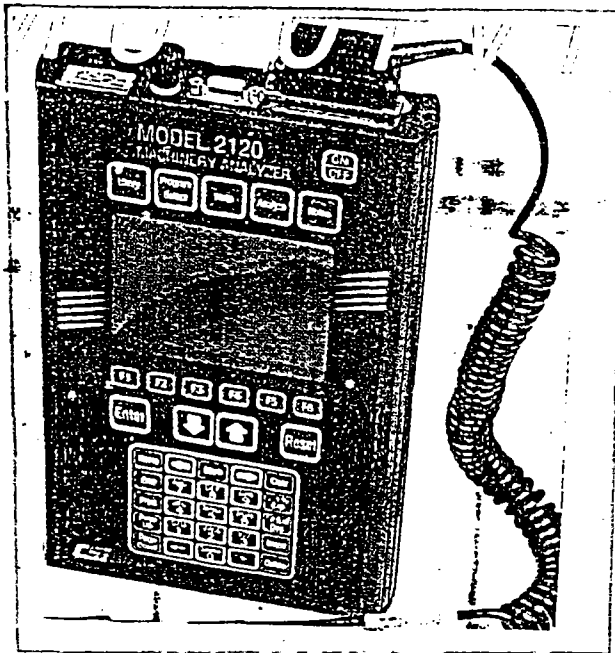
Pada pengukuran vibrasi alat ukur yang digunakan adalah Computational System Incorporated (CSI) 2120 A. Alat ini mempunyai kemampuan untuk mengkonversikan data dari domain waktu ke domain frekuensi yang nantinya digunakan untuk menganalisa kerusakan yang terjadi pada suatu mesin.

Adapun keistimewaan dari CSI 2120 A ini adalah sebagai berikut :

- Pengumpulan data yang cepat
- Lebih fleksibel

Alat ukur vibrasi ini adalah kecil dan dapat dibawa kemana-mana.

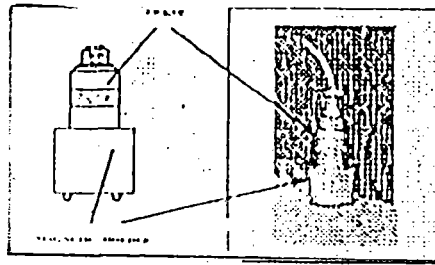
- Karena alat ini menggunakan software RBM maka pengukuran dapat dilakukan pada kecepatan rendah dengan Slow Speed Teknologi (SST).



Gambar 3.2 CSI (Coumputational System Incoporated) 2120 A

3.2.2. Transduser

Pada pengukuran vibrasi ini alat ukur yang digunakan adalah Computational System Incorporated (CSI) 2120 A dengan menggunakan sensor (transducer) Magnetic Holder. Transduser ini dapat digunakan untuk mengukur kecepatan dan percepatan. Transduser ini berbentuk kecil dan sederhana dalam pemasangannya.



Gambar 3.3 Magnetic Holder

3.2.3 Pengukuran Vibrasi

Pengukuran vibrasi dilakukan pada Gas Injection Fan Unit 3A

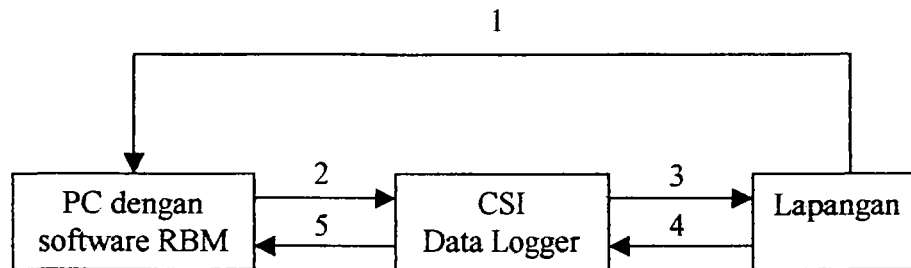
Untuk spesifikasinya dapat dilihat dibawah ini :

Mfg. No.	:	C-17253
Type	:	14-4BC-SCM (YZ)
Volume.	:	1,060 m ³ /min
Pressure	:	360 mmAq
Temperature	:	350 ⁰ c (Max. 385 ⁰ C)
Handling gas	:	Flue gas
Fan speed	:	1,480 r.p.m.
Driver :	Electric motor	
	110 kw, 4p, 440 v, 50 Hz, 3 phase	
Transmission method	By coupling	
Coupling type	:	Flanged coupling
Bearing	No. 22220C ₃	
Lubricant	Shell Turbo Oil T46 (3.4 1/1 set, Supply every 8,000 HR)	
No. of fans	4 sets /2 units	

3.3. Prosedur Pengukuran

Untuk melakukan suatu pengujian terhadap suatu mesin, kita harus mengerti langkah-langkah yang harus kita lakukan. Baik itu langkah dalam menentukan prosedur pengukuran untuk memperoleh data mulai lapangan sampai menganalisanya ataupun cara dan letak

pengukurannya. Adapun urutan untuk memperoleh data dapat dilihat pada gambar di bawah ini.

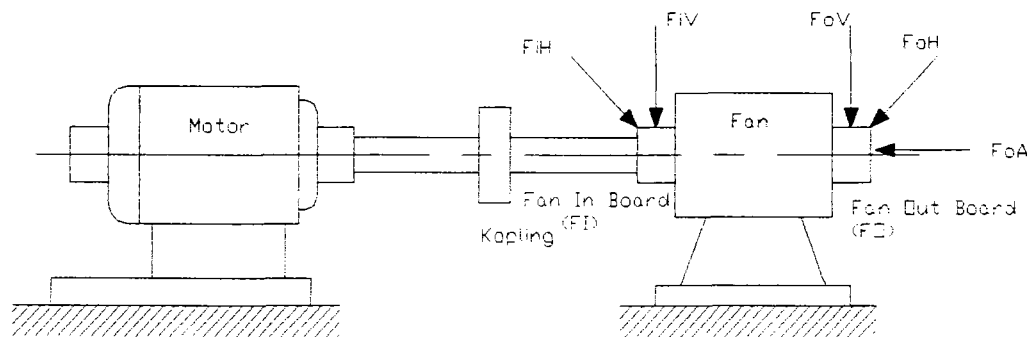


Gambar 3.4 Urutan pengukuran vibrasi untuk memperoleh data

Keterangan :

- 1) Data-data dari lapangan yang berupa putaran motor, bearing dan lain-lain dimasukkan dalam PC. PC adalah personal komputer yang berfungsi untuk menganalisa dan mengolah data yang dilengkapi dengan software RBM. Dari PC, data tersebut dimasukkan ke alat ukur CSI (data logger) agar dalam pengukuran bisa lebih mudah dan cepat.
- 2) Sesudah itu dilakukan pengukuran vibrasi di lapangan dengan menggunakan sensor magnetic holder.
- 3) Hasil dari pengukuran di lapangan ini dimasukkan ke dalam data logger untuk dianalisa lebih lanjut.
- 4) Setelah data masuk dalam data logger, maka data dari hasil pengukuran tersebut dimasukkan ke dalam PC. Di dalam PC ini kita dapat menganalisa kerusakan apa yang terjadi pada mesin tersebut dengan melihat karakteristik spektrumnya.

Setelah kita mengetahui urutan pengujian dan memperoleh data maka langkah selanjutnya dilakukan pengukuran pada bagian yang akan diukur/diuji. Dalam hal ini bagian yang akan diuji adalah rotor/poros pada Gas Injection Fan Unit 3A



Gambar 3.5 Set up titik pengukuran.

3.3 Data Hasil Pengukuran

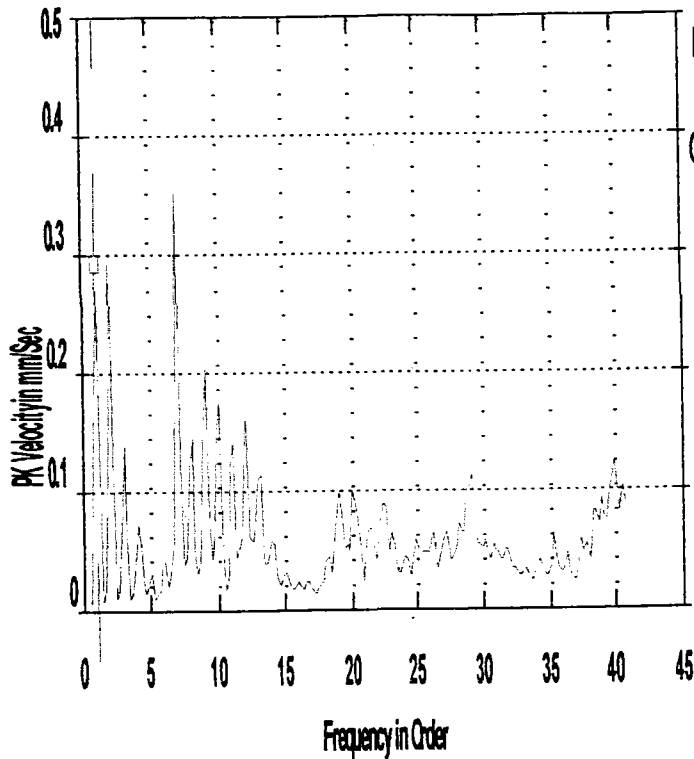
Adapun data hasil pengukuran vibrasi yang menunjukkan indikasi adanya kerusakan pada Gas Injection Fan yaitu pada tanggal 24 JUNI 2002. Disini terlihat bahwa RMS yang dilihat pada VIBRATION CRITERION CHART (international standards ISO 2372 and 3945) mengalami penurunan dibanding pada pengukuran sebelumnya. Dari data Domain Waktu terlihat adanya tanda-tanda kerusakan kelonggaran mekanik yang terdapat pada FOV (Fan Out Board Vertical) dan Rotor Rub pada FIH (Fan In Board Horizontal) dan untuk mengetahui lebih lanjut kerusakan apa yang terjadi maka dilakukan pengukuran dengan Peak Vue. Peak Vue adalah suatu transduser acceleration. Penggunaan Peak Vue disini untuk menampilkan sinyal-sinyal yang tidak nampak pada transduser velocity. Kemudian dilakukan pengukuran dengan Peak Vue dan nampaklah sinyal kerusakan getaran yang berupa Rotor Rub.



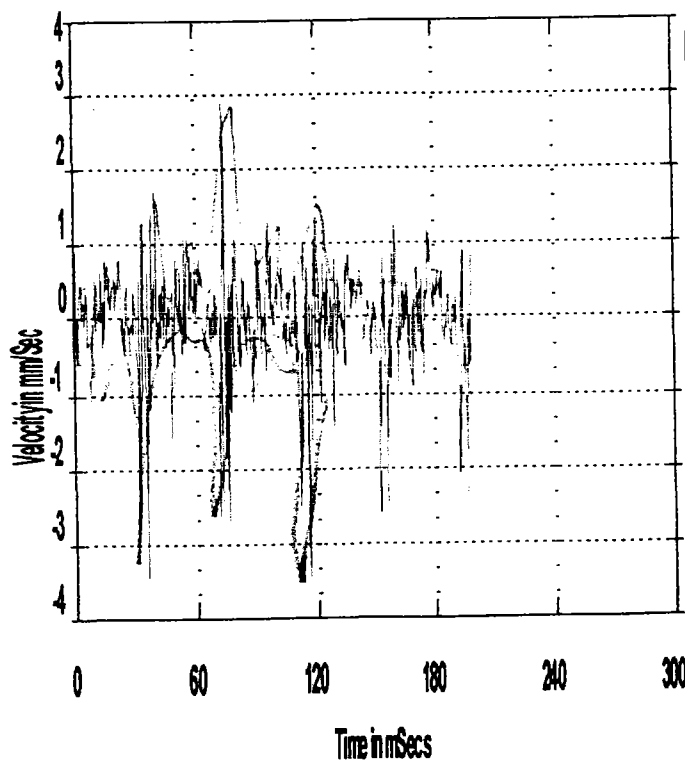
SEBELUM KERUSAKAN

TU3 -GAS INDUCE FAN 3A

GR3A -FV FANINBOARD VERTICAL



ROUTE SPECTRUM
22-FEB-01 14:11:14
OVRALL= .9489 V-DG
PK = 9102
LOAD=100.0
RPM = 1480
RPS = 24.67



ROUTE WAVEFORM
22-FEB-01 14:11:14
PK = 9611
PK(+)=.1131
PK(-)=.1368
CREST=5.11

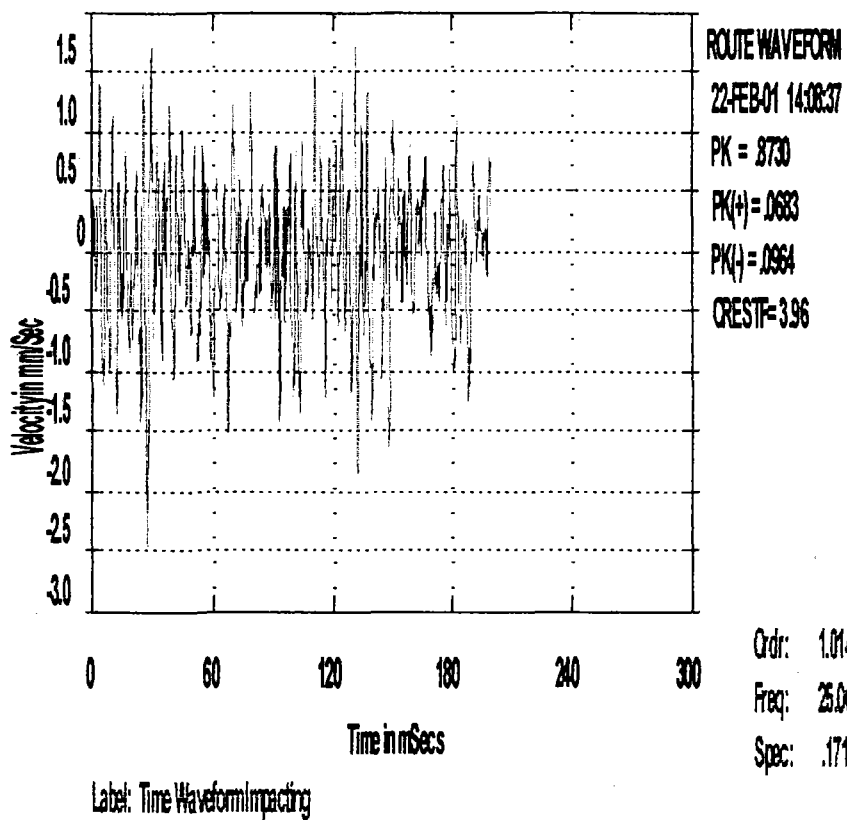
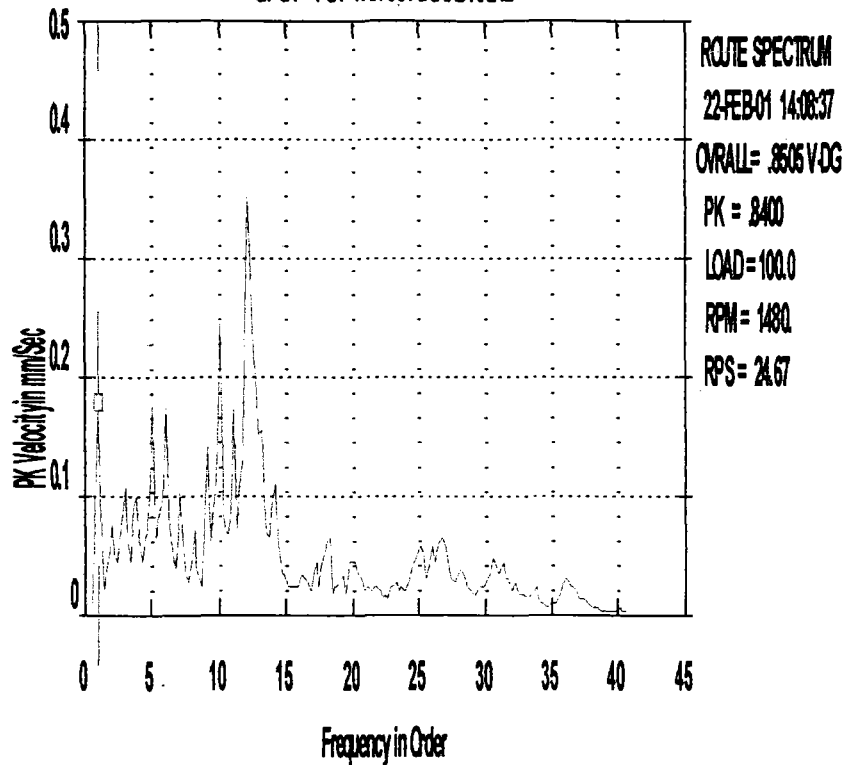
Ord: 1.014
Freq: 25.00
Spec: .287

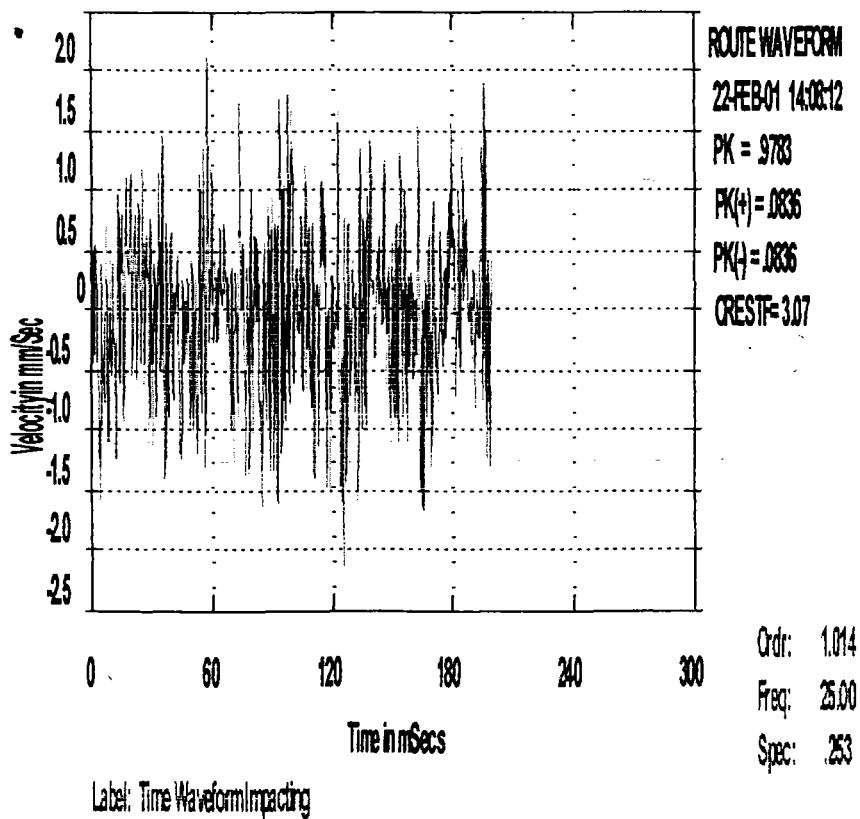
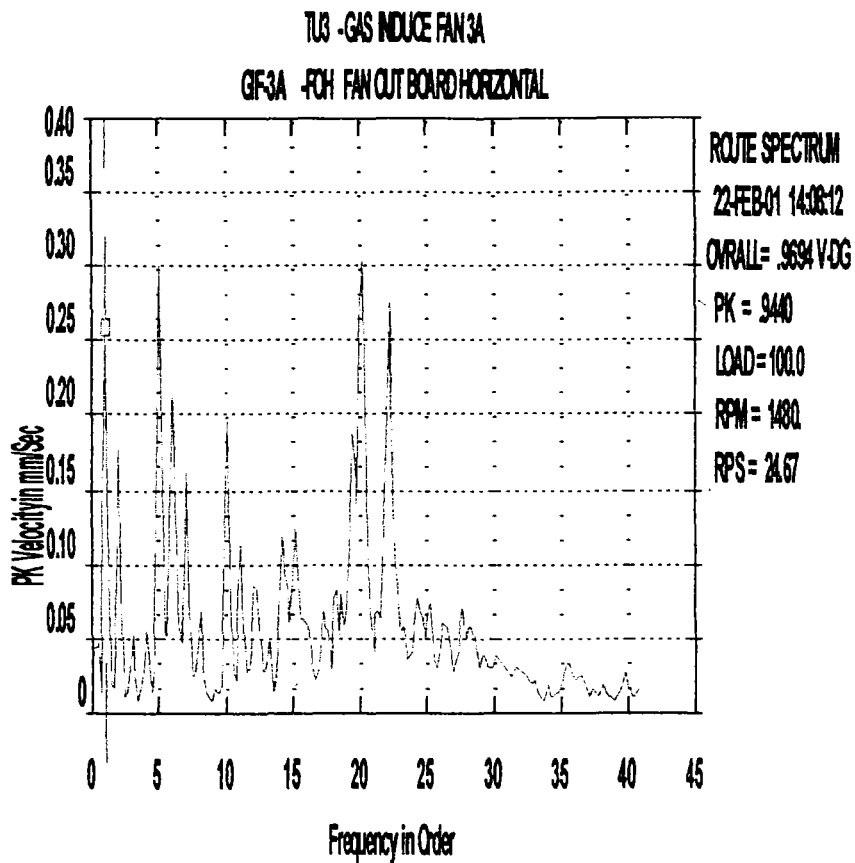
Label: Time Waveform Impacting

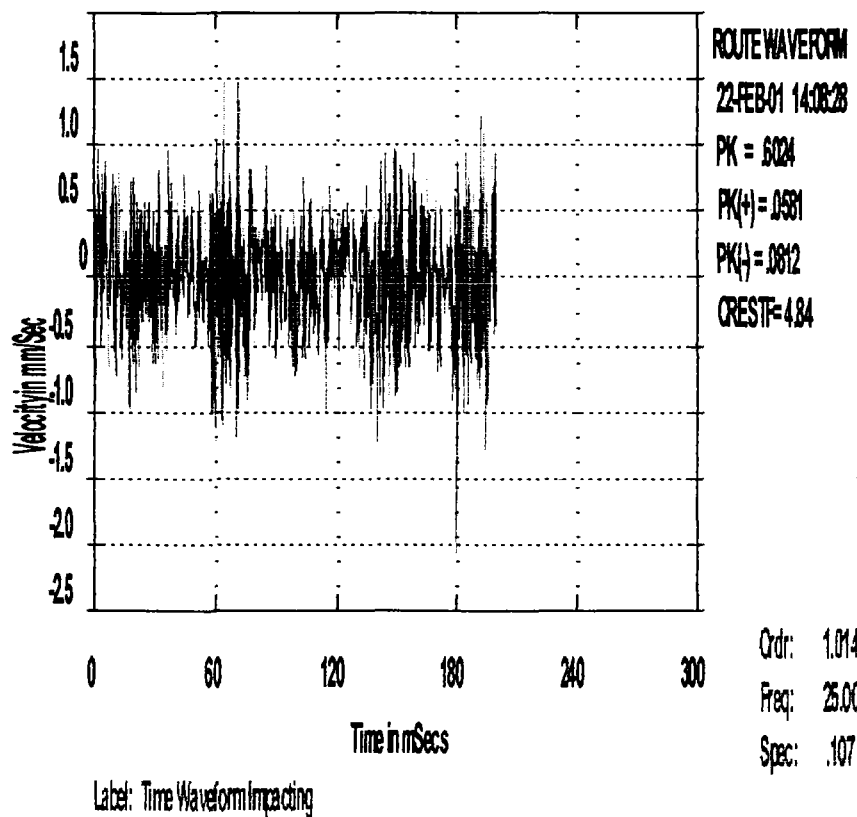
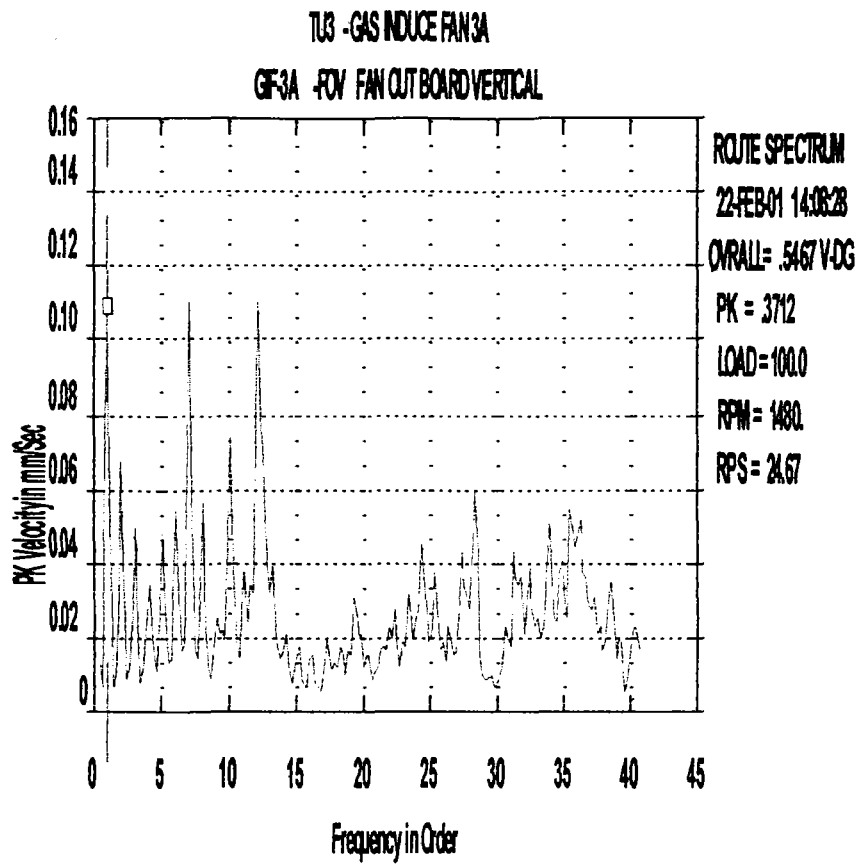




TU3 - GAS INDUCE FAN 3A
GF3A FCA FANOUTBOARD AXIAL



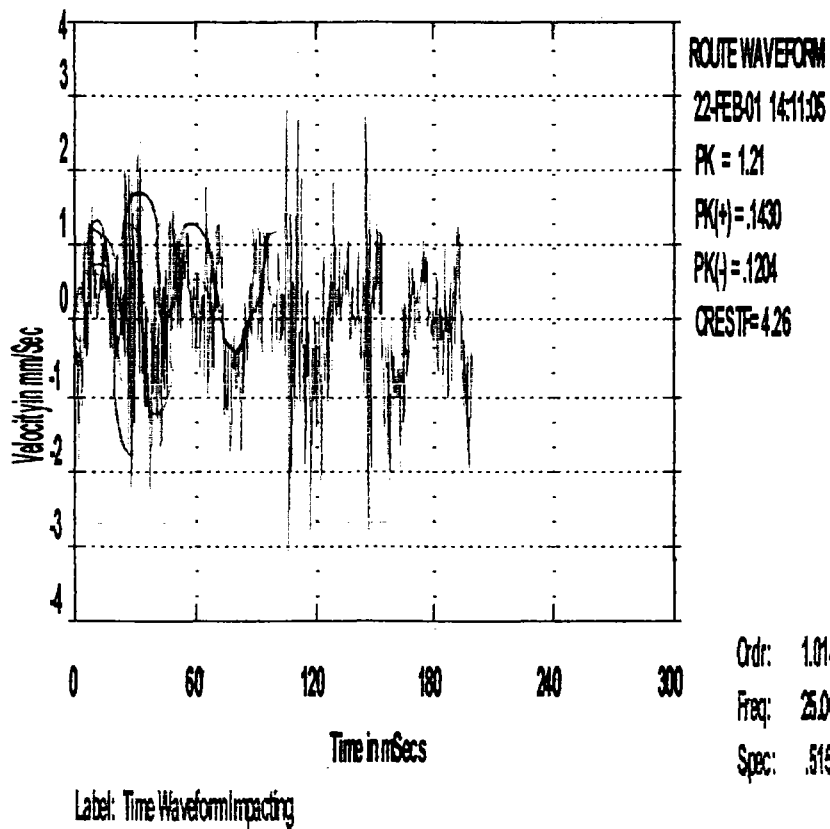
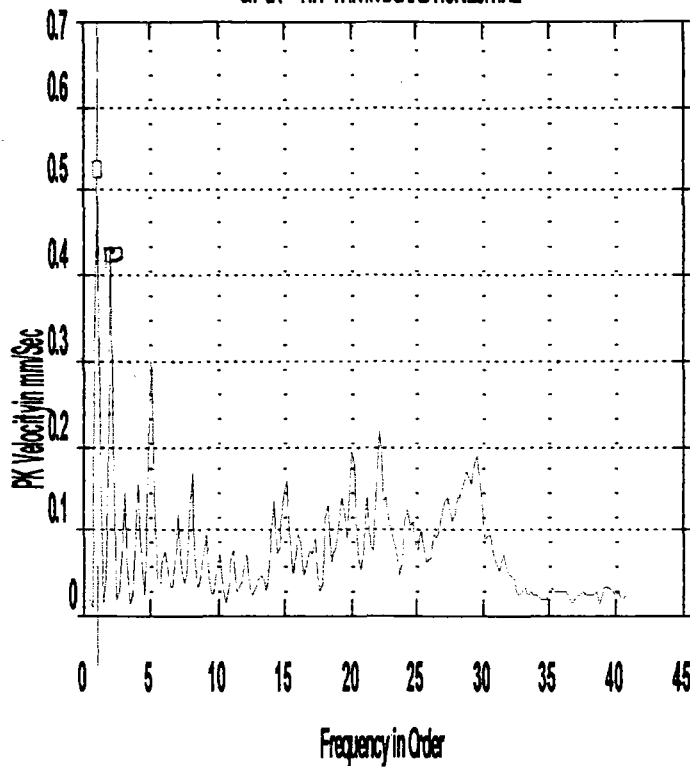






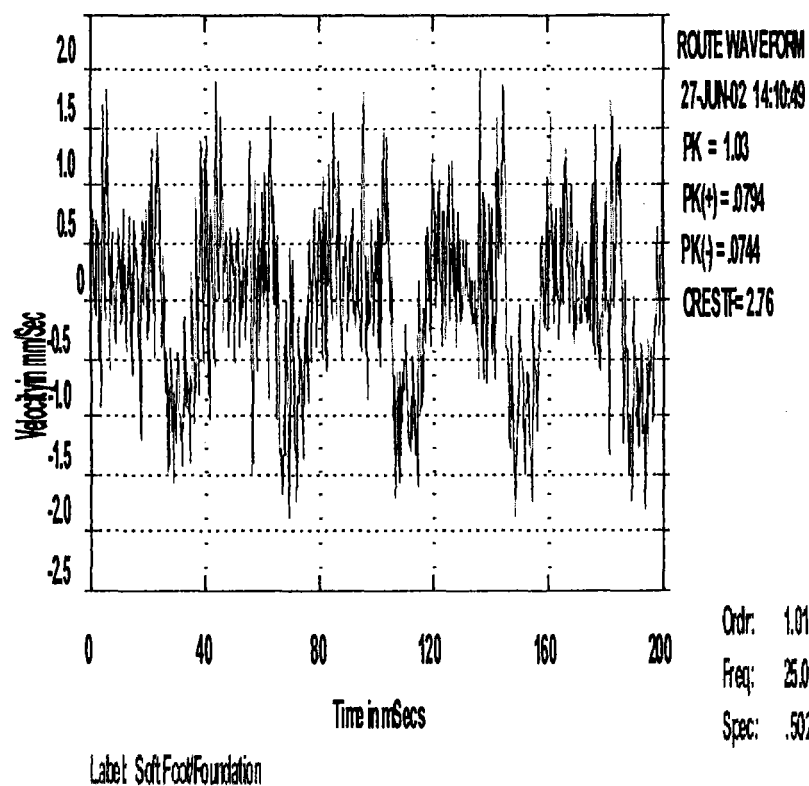
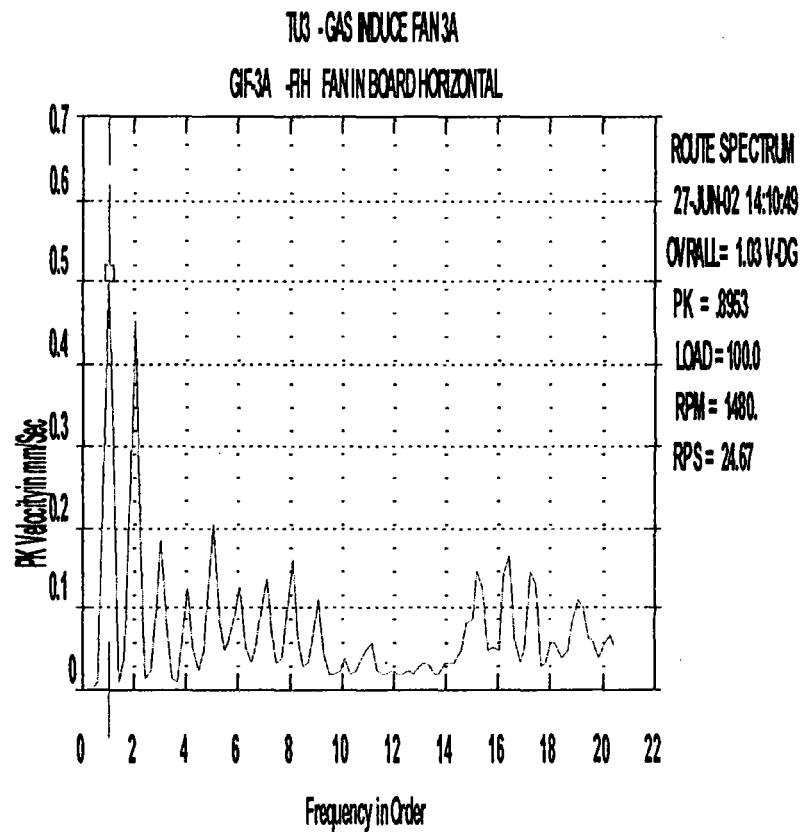
TUB - GAS INDUCE FAN 3A

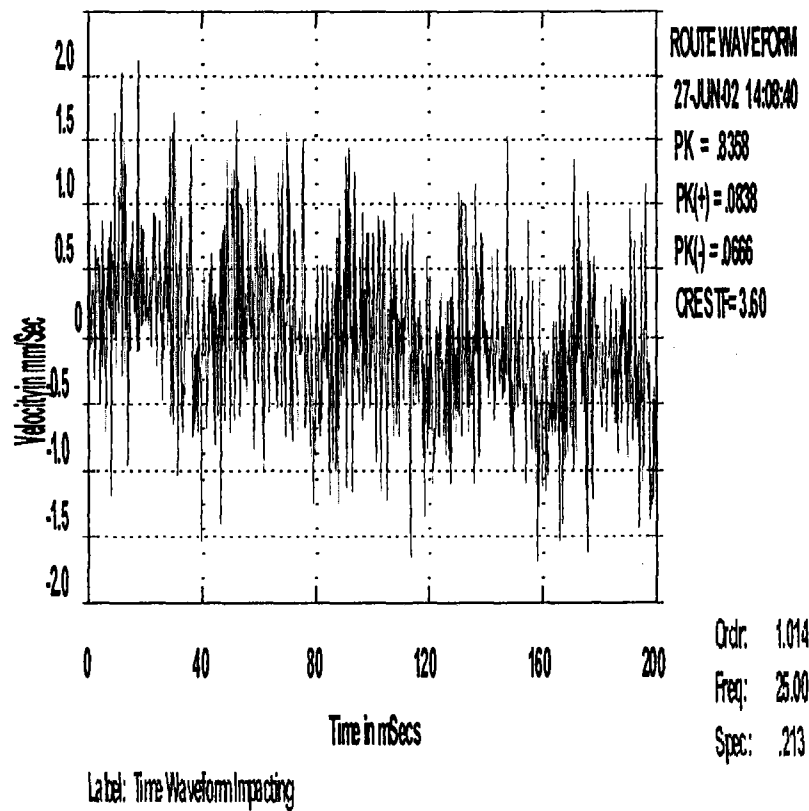
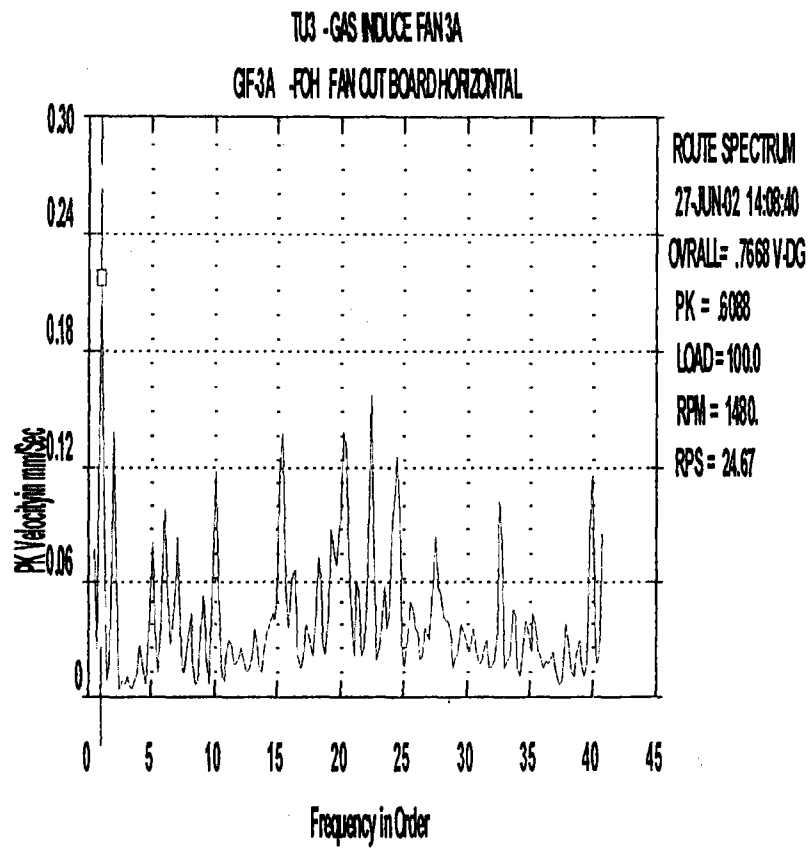
GF3A - RH FAN IN BOARD HORIZONTAL





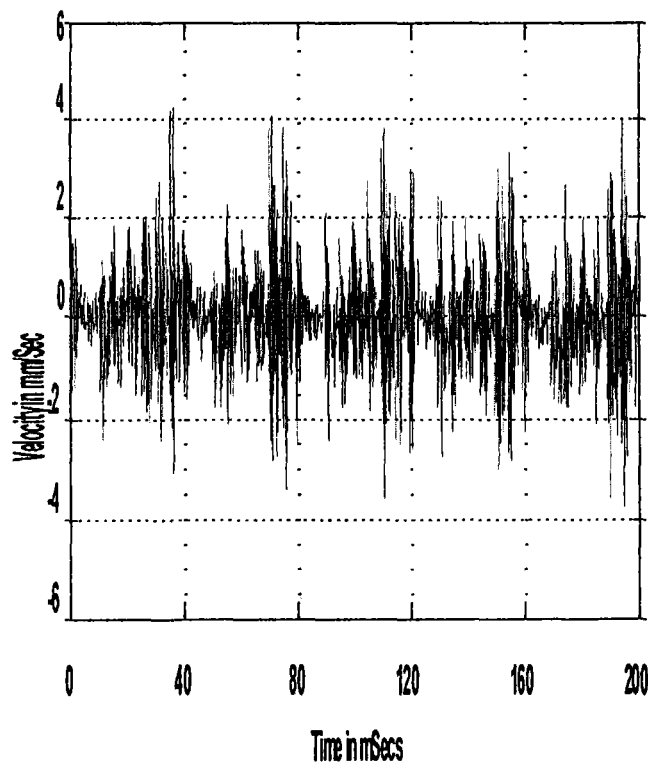
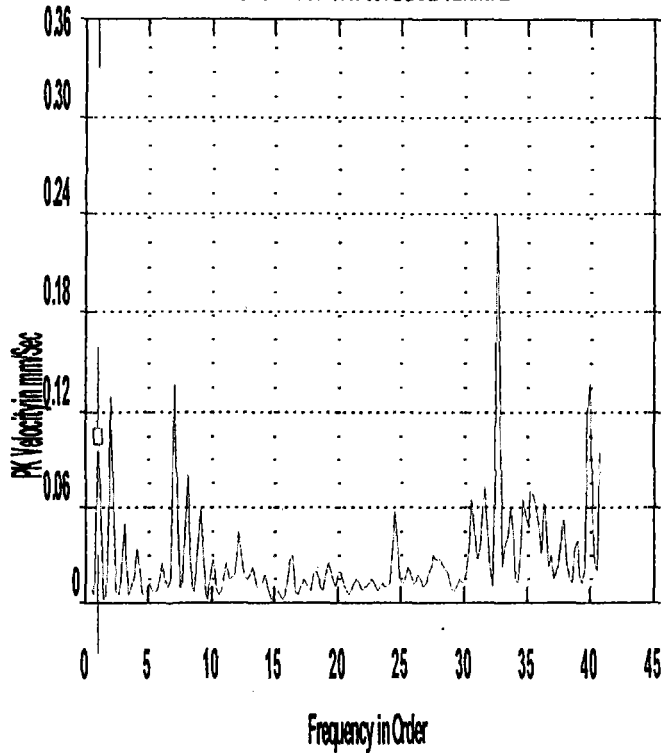
PADA SAAT KERUSAKAN (TANPA PEAK VUE)



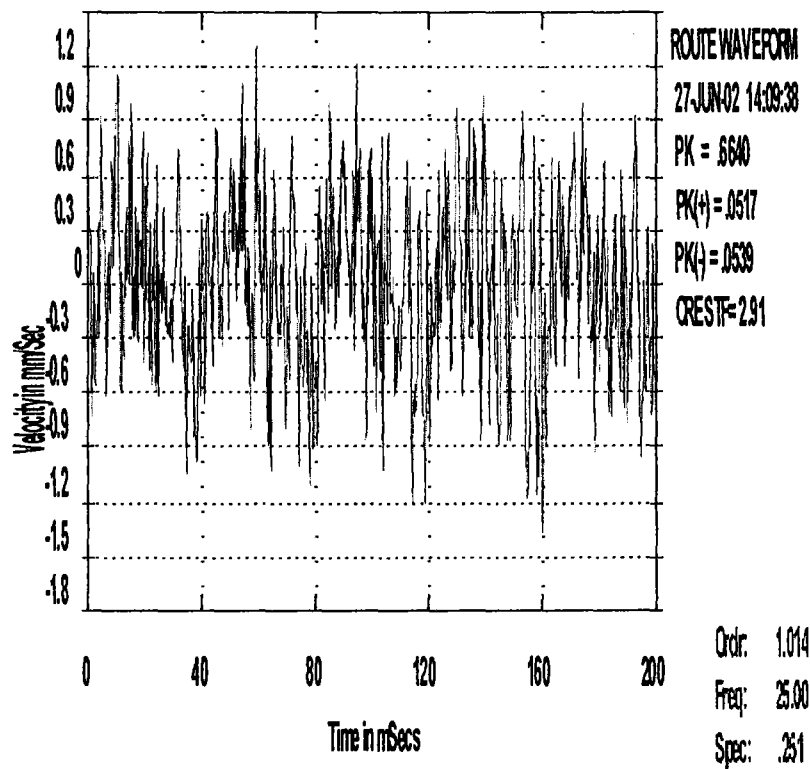
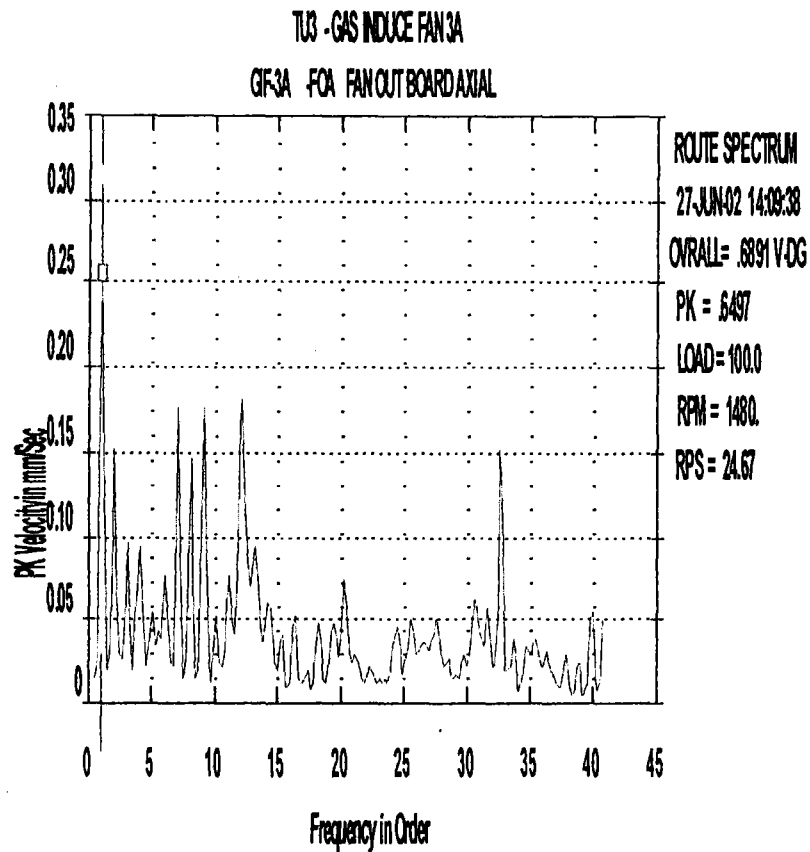


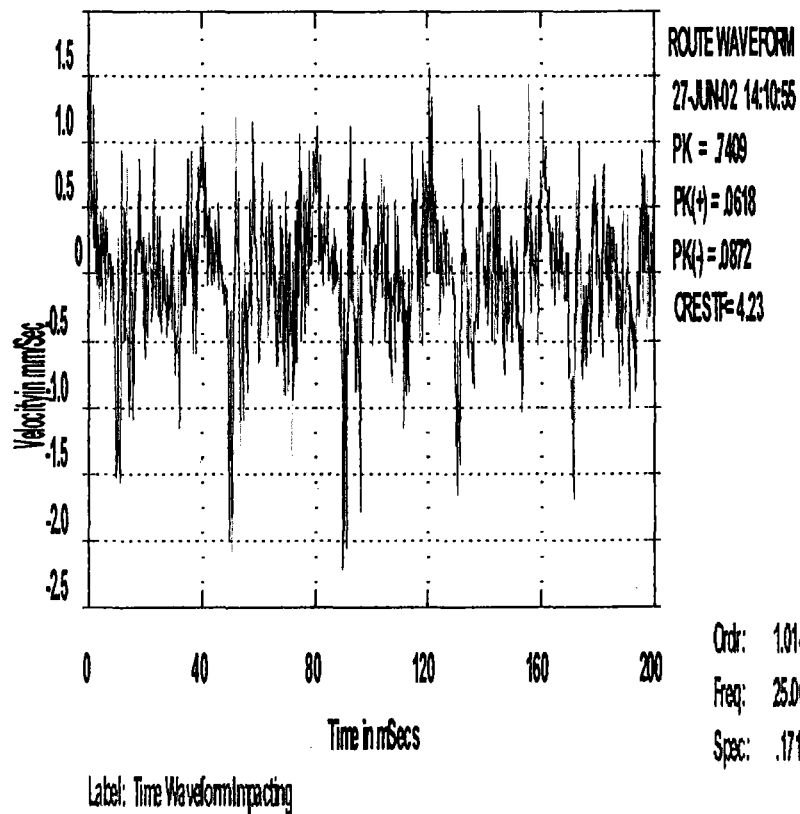
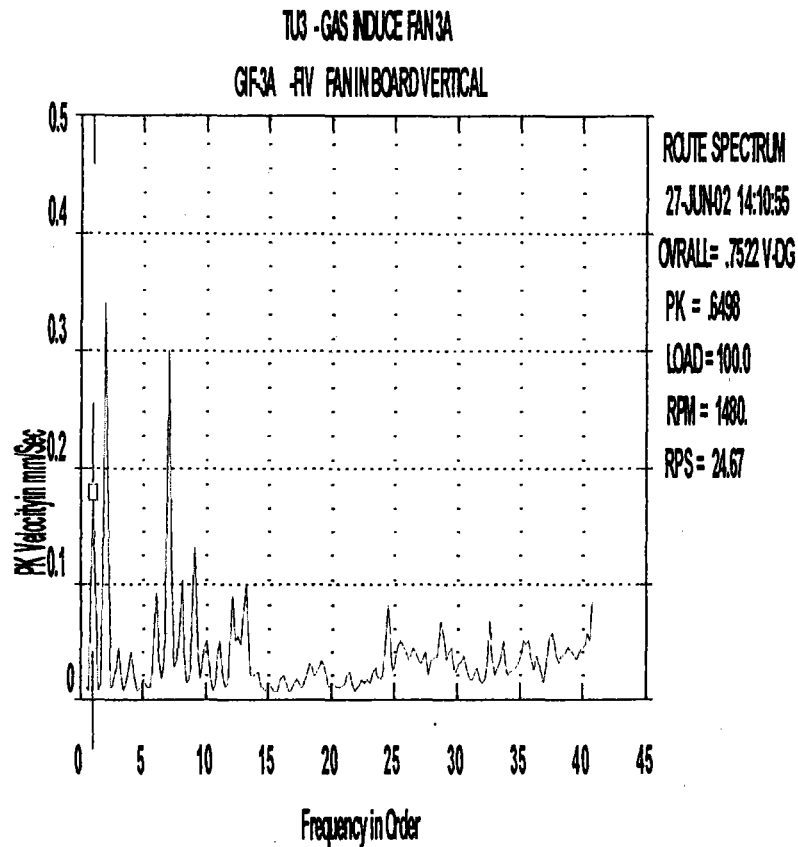


TU3 - GAS INDUCE FAN 3A
GF-3A -FCV FAN OUT BOARD VERTICAL



Ordr: 1.014
Freq: 25.00
Spec: 0.9974



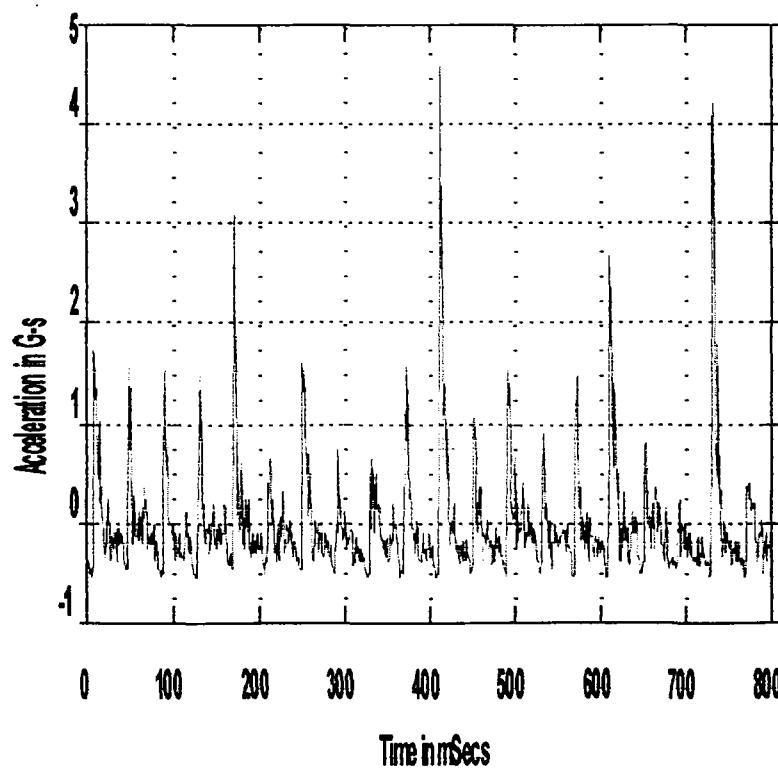
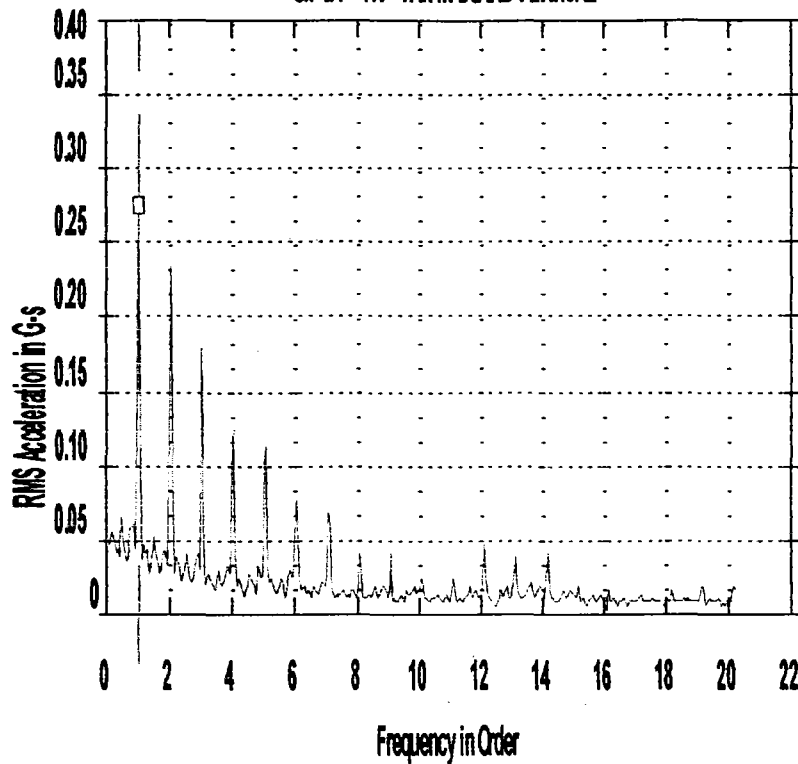




PADA SAAT KERUSAKAN (DENGAN PEAK VUE)

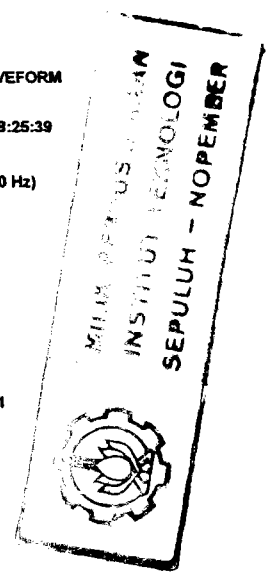
TU3 - GAS INDUCE FAN 3A

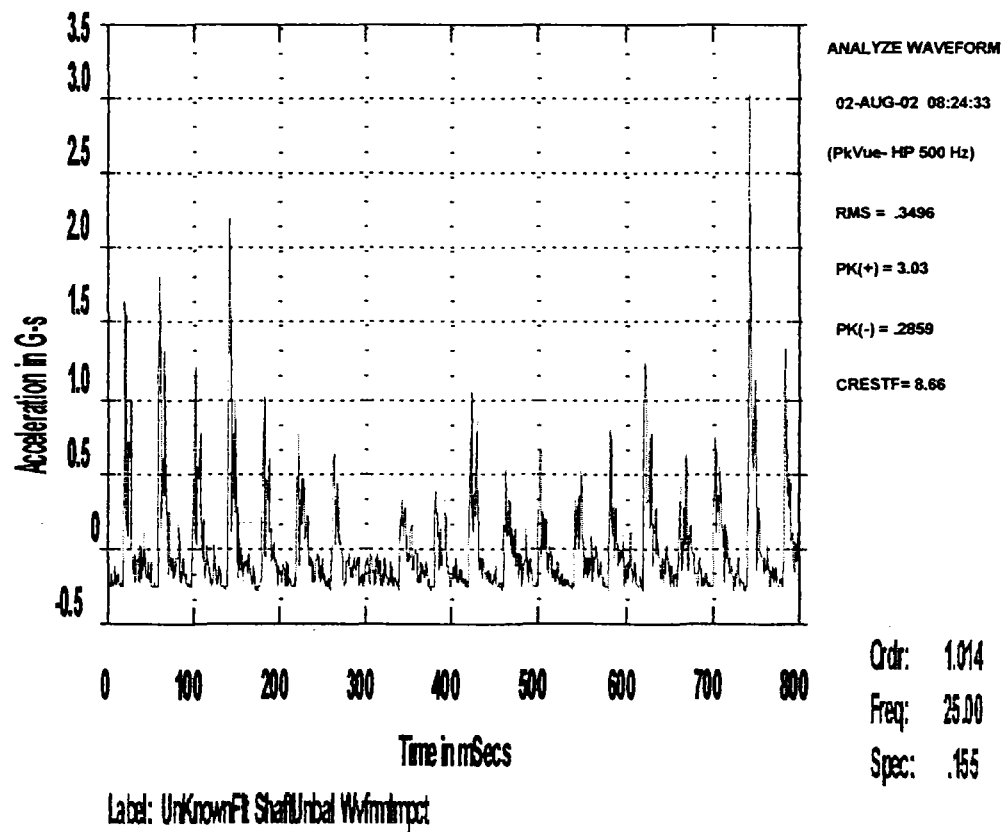
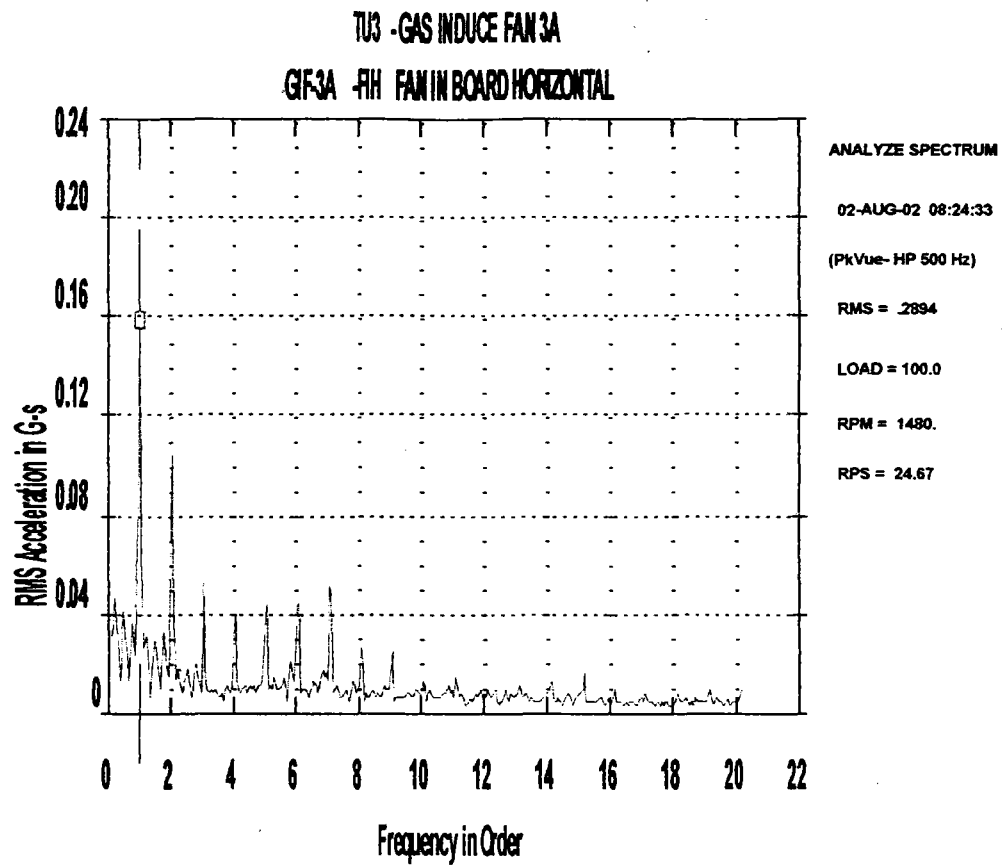
GIF-3A FIV FAN IN BOARD VERTICAL



Ord: 1.014
Freq: 25.00
Spec: .271

Label: UnKnownFl ShaftUnbal WvrmImpct



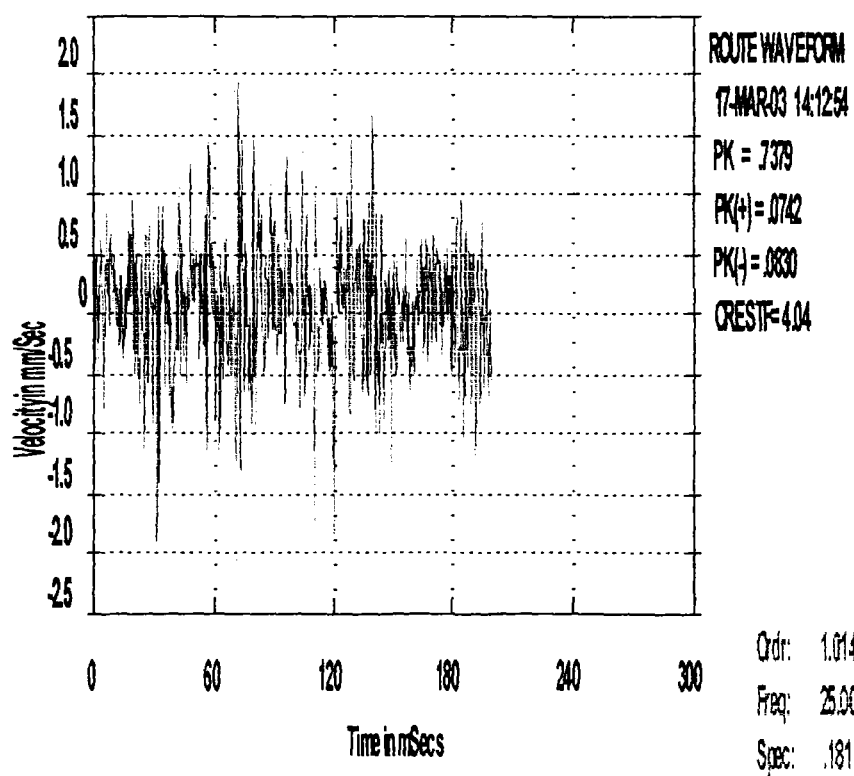
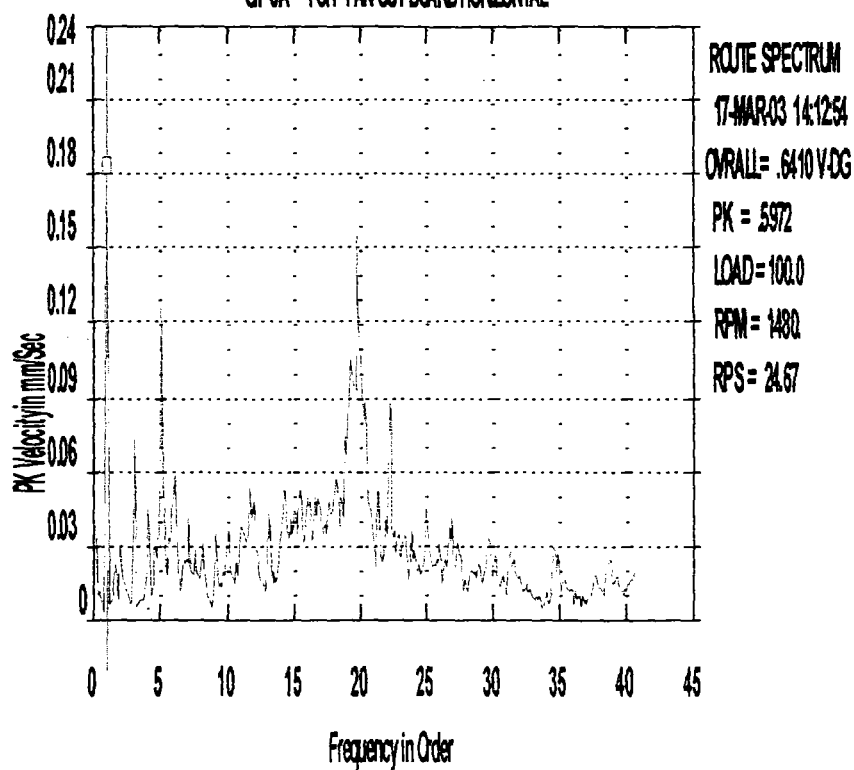




SETELAH PERBAIKAN

LB - GAS INDUCE FAN 3A

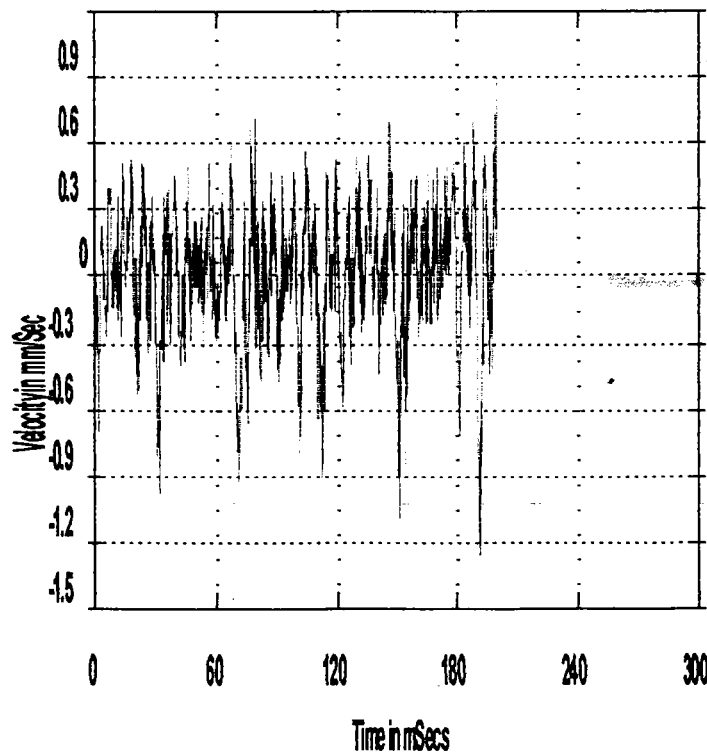
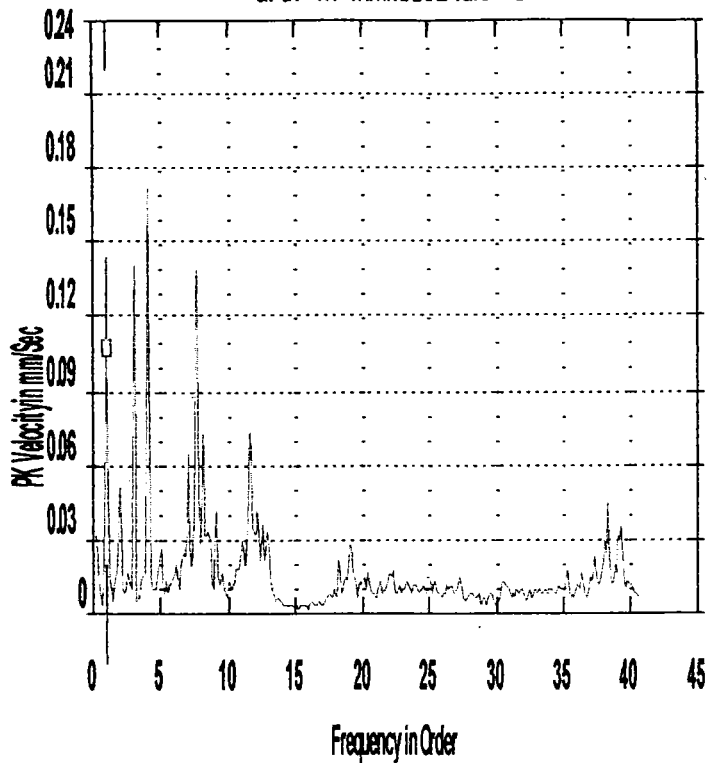
GF-3A FCH FAN OUT BOARD HORIZONTAL



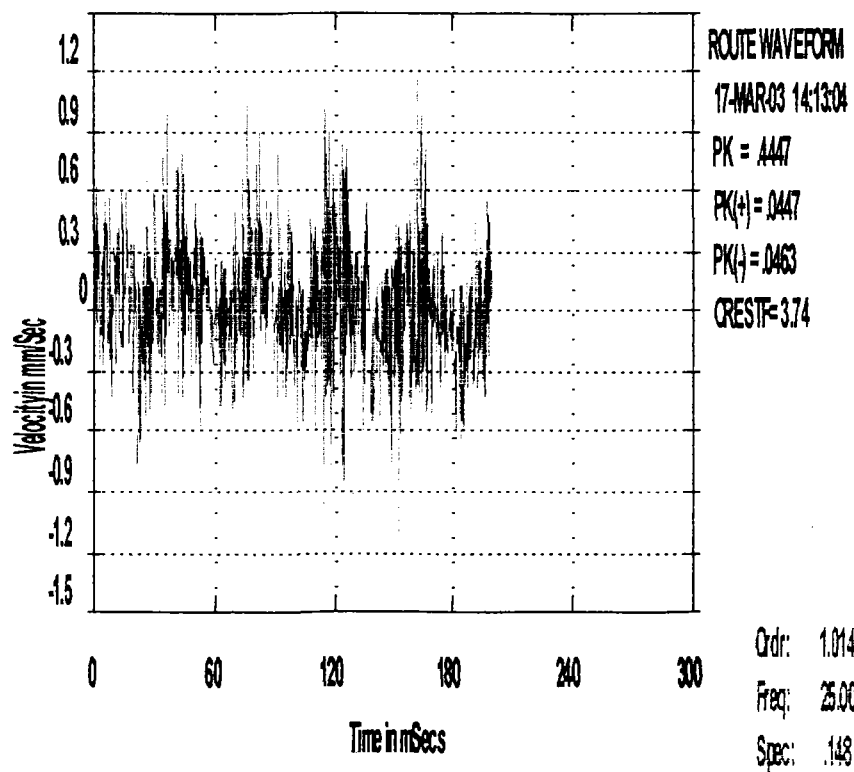
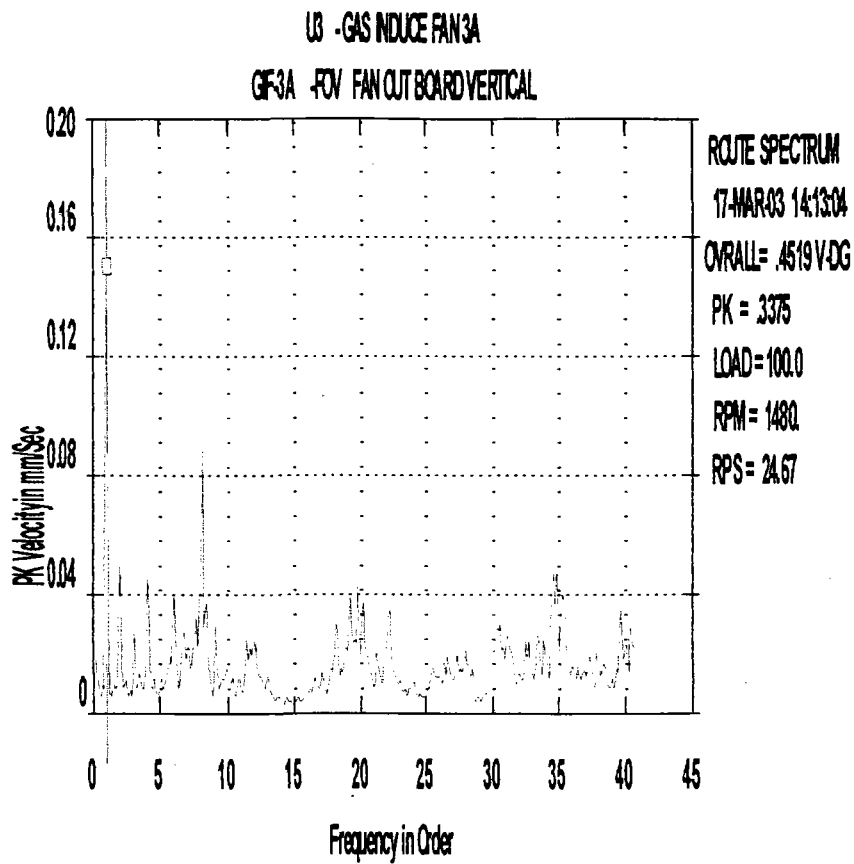


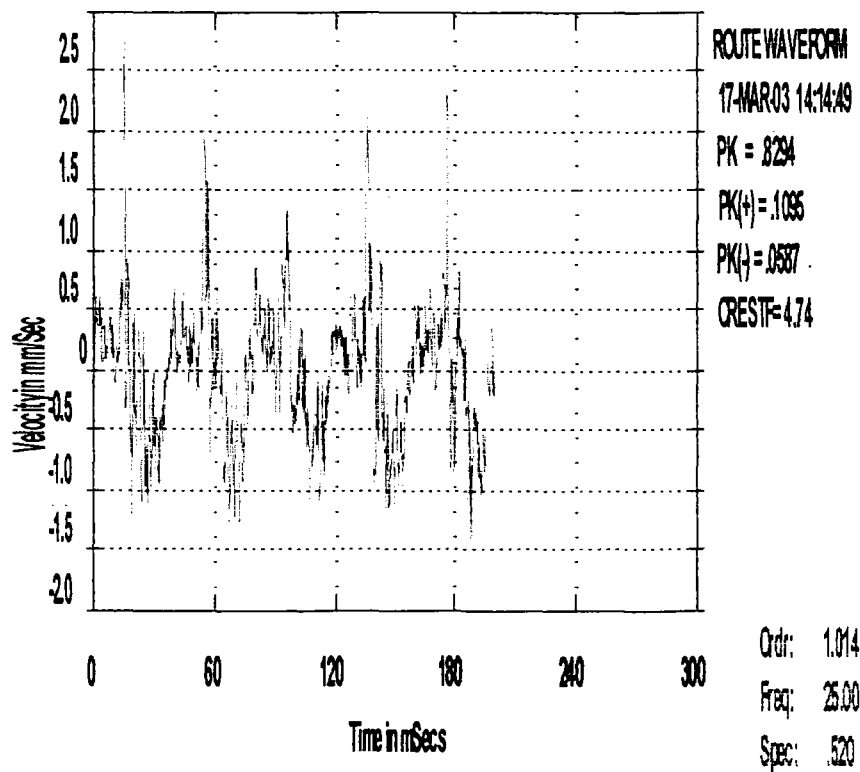
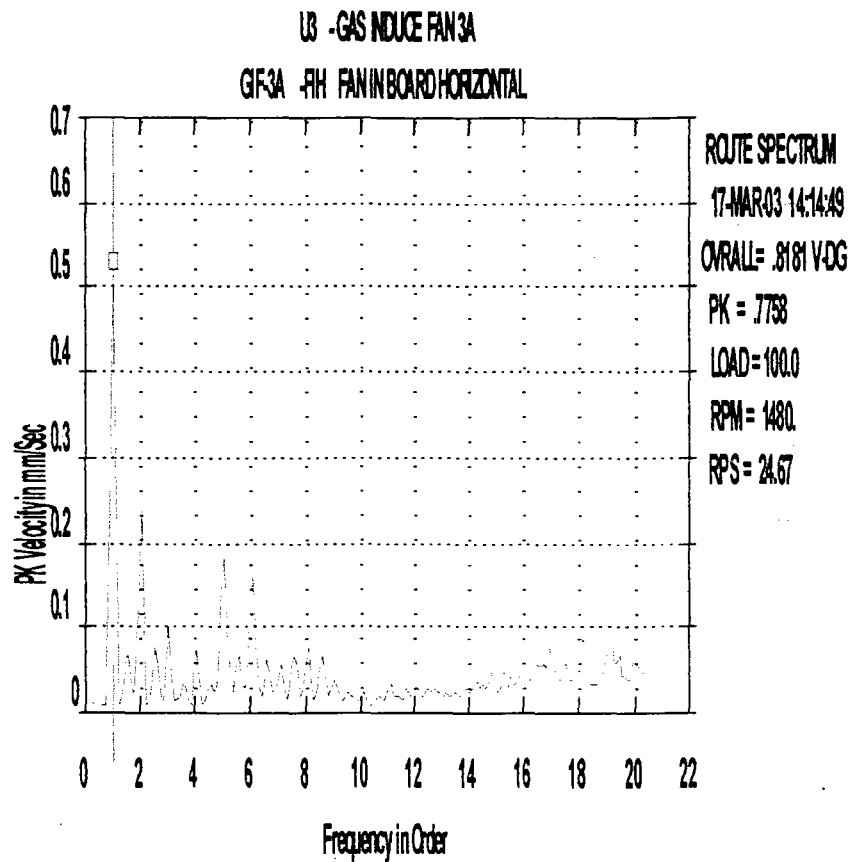
UB -GAS INDUCE FAN 3A

GF3A -RV FAN IN BOARD VERTICAL



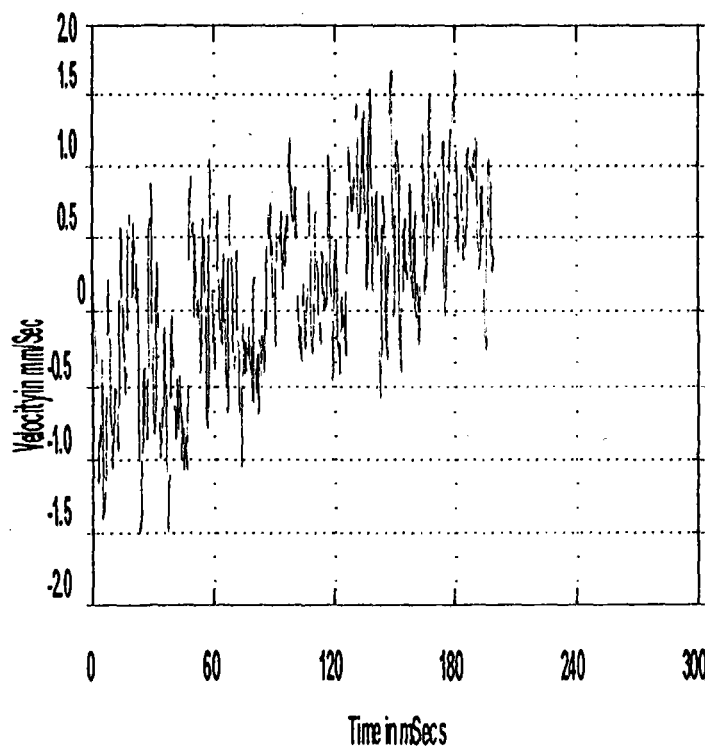
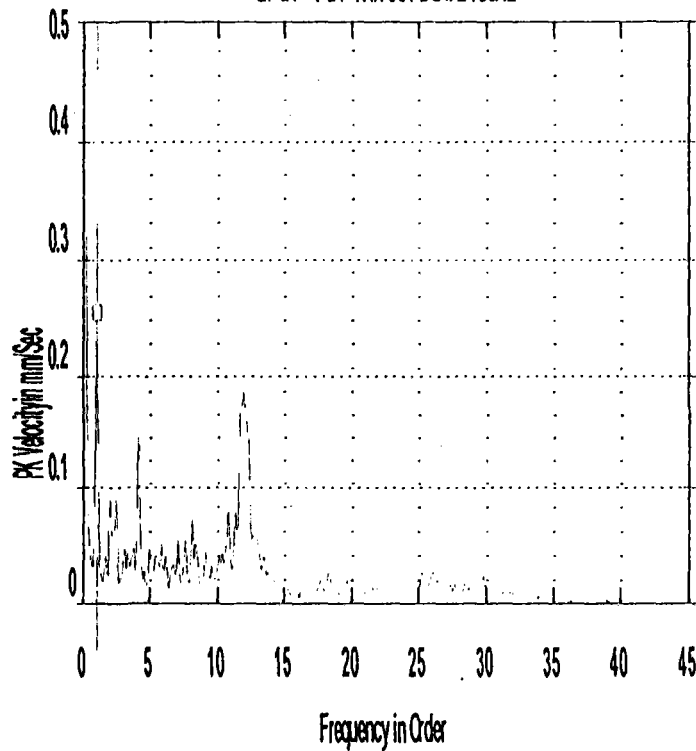
Ord: 1.014
Freq: 25.00
Spec: .104



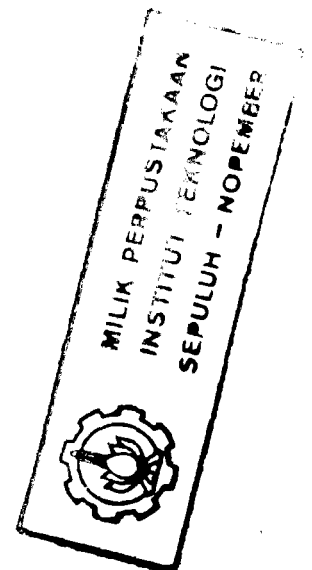




U3 -GAS INDUCE FAN 3A
GF-3A FCA FAN OUT BOARD AXIAL



Ord: 1.014
Freq: 25.00
Spec: .248





BAB IV

PEMBAHASAN

4.1 Analisa Vibrasi

Dengan menganalisa hasil pengukuran vibrasi dan mengenali karakteristik spektrumnya kita dapat mengindikasikan adanya kerusakan dimana pengukuran vibrasi dilakukan pada tanggal 27 JUNI 2002 dan terjadi penurunan vibrasi dibanding pengukuran sebelumnya.

Dalam menganalisa kerusakan yang terjadi kita menggunakan

$$\text{Rumus : Crest factor} = \frac{\text{Peak}}{\text{rms}}$$

$$\text{maka RMS} = \frac{\text{Peak}}{\text{Crestfactor}}$$

Rms ini digunakan pada domain waktu untuk mengetahui batas aman, batas peringatan dan batas bahaya untuk kondisi mesin pada saat beroperasi. Selain rumus diatas kita juga dapat menggunakan *peak velocity* dimana yang dilihat adalah OVRALL dalam domain frekuensi dimana OVRALL adalah pengukuran peak secara keseluruhan. Dalam pengukuran vibrasi kita dapat menggunakan *rms* atau OVRALL. Setelah kita mengetahui harga Rms kita dapat melihat/menganalisa kondisi mesin melalui "VIBRATION CRITERION CHART" International Standards ISO 2372 and 3945 disamping itu kita juga harus mengerti trend daripada mesin dan juga pengetahuan tentang vibrasi.

Sebelum menganalisa lebih lanjut kita harus mengetahui kelas daripada mesin (Machine Classes) berdasarkan HP-nya. Dari spesifikasi pada Gas Injection Fan diketahui daya motor sebesar 110 KW. Harga KW ini kita konversikan ke dalam HP melalui table konversi di bawah ini .

$$1 \text{ HP} = 0,746 \text{ KW}$$

$$1 \text{ KW} = 1,34 \text{ HP}$$

Jadi daya motor sebesar 30 KW dikonversikan menjadi :

$$110 \text{ KW} = 110 \times 1,34 \text{ HP}$$

$$= 147,4 \text{ HP}$$

$$= 147 \text{ HP}$$

Melihat daya motor sebesar 147 HP, maka kelas mesin (Machine Classes) masuk dalam kategori kelas III yaitu mesin dengan ukuran besar pada large Mounted on Rigid Support.

4.2 Pengujian Pada Saat Kerusakan

Hasil pengukuran vibrasi 27-JUNI-2002 adalah sebagai berikut

- Pada Fan Out Board Horizontal (FOH)

$$Rms = 0.8358/3.60 = 0.232$$

- Pada Fan In Board Horizontal (FIH)

$$Rms = 1.03/2.76 = 0.373$$

- Pada Fan In Board Vertical (FIV)

$$Rms = 0.7409/4.23 = 0.175$$

- Pada Fan Out Board Vertical (FOV)

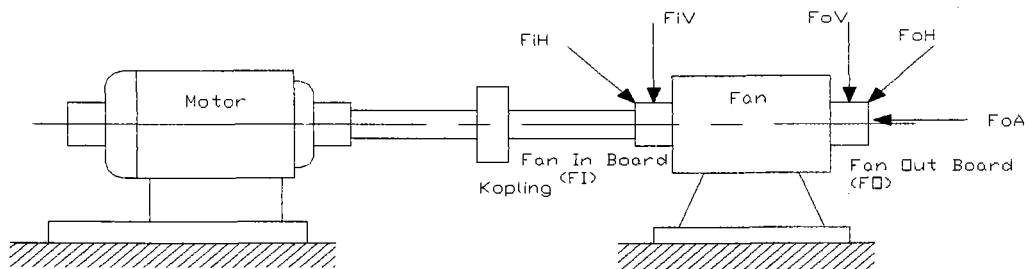
$$Rms = 1.60/3.76 = 0.426$$

- Pada Fan Out Board Aksial (FOA)

$$Rms = 0.3407/3.49 = 0.098$$

Mesin yang diukur GIF 3A PLTU Gresik

-Set Up titik pengukuran.



Gambar 4.1 Set Up titik pengukuran

-Pengukuran tanggal 27-JUNI- 2002.

No	Titik Ukur	Rms
1	FOH	0.232
2	FIH	0.373
3	FOV	0.175
4	FIV	0.426
5	FOA	0.098

▪ Kesimpulan.

-Semua titik pengukuran berada pada level aman yaitu **A (GOOD)** setelah dicocokkan pada **VIBRATION CRITERION CHART** (International Standards ISO 2372 and 3945).

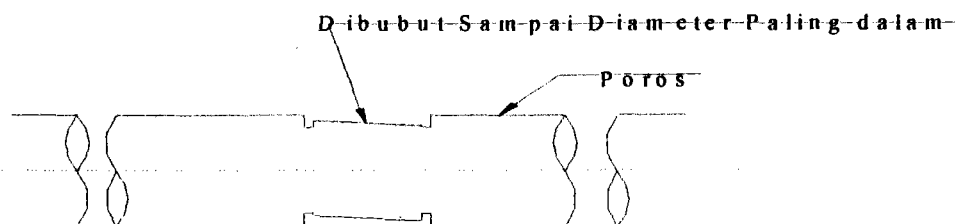
-Adanya indikasi kerusakan kelonggaran Mekanik pada FOV (Fan Out Board Vertical) dan Rotor Rub pada FIH (Fan In Board Horizontal).

Karena masih belum mengetahui apa sebenarnya kerusakan yang terjadi maka dilakukan pengukuran dengan Peak Vue. Spektrum pengukuran dari Peak Vue menunjukkan gejala kerusakan Rotor Rub pada tanggal 02 Agustus 2002. Spektra yang dihasilkan mirip dengan Mechanical Looseness ketika bagian yang berputar berhubungan dengan dengan komponen yang tetap. Rotor Rub menghasilkan pecahan bilangan bulat subharmonic pada kecepatan putr ($1/2, 1/3, 1/4, \dots, 1/n$). Rotor Rub menghasilkan frekuensi yang tinggi (seperti tarikan kapur yang ditarik sepanjang papan tulis).

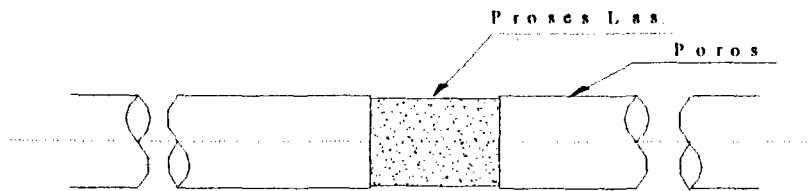
4.3 Opsi Perbaikan

Setelah mengetahui adanya kerusakan maka perlu diadakan suatu perbaikan. Ada 2 opsi perbaikan yaitu

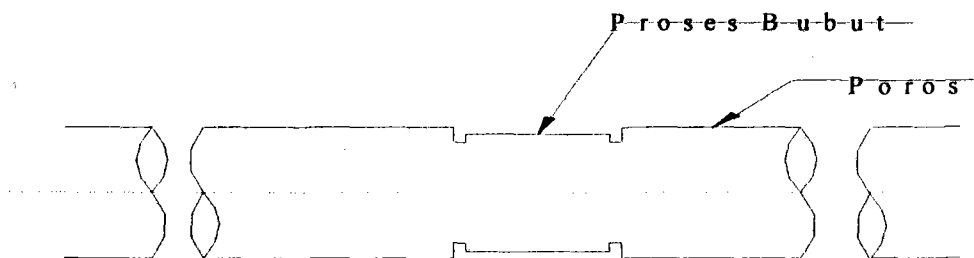
1. Mengganti Bearing dan memperbaiki poros yang rusak
Dengan cara pertama dibubut kemudian dilas dan dibubut lagi. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar dibawah



Gambar 4.2 Pembubutan sampai diameter kerusakan paling dalam



Gambar 4.3 Proses pengelasan melebihi diameter sebelum mengalami kerusakan



Gambar 4.4 Proses pembubutan hingga mencapai diameter awal

2. Mengganti poros dan bearing yang rusak.

Kelebihan dari opsi pertama adalah biaya yang murah tapi mempunyai kekurangan yaitu struktur mikro dari poros berubah dan bila memakai opsi kedua kekurangannya adalah biaya yang mahal tetapi struktur mikro dari poros tidak berubah. Akhirnya pihak PLTU Unit 3 & 4 memakai opsi kedua.

4.3 Pengujian Setelah Perbaikan

Hasil pengukuran pada tanggal 17 Maret 2003 setelah dilakukan perbaikan adalah sebagai berikut:

- Pada Fan Out Board Horizontal (FOH)

$$Rms=0.739/4.04=0.183$$

- Pada Fan In Board Horizontal (FIH)

$$Rms=0.8294/4.74=0.175$$

- Pada Fan Out Board Vertical (FOV)

$$Rms=0.4447/3.74=0.119$$

- Pada Fan In Board Vertical (FIV)

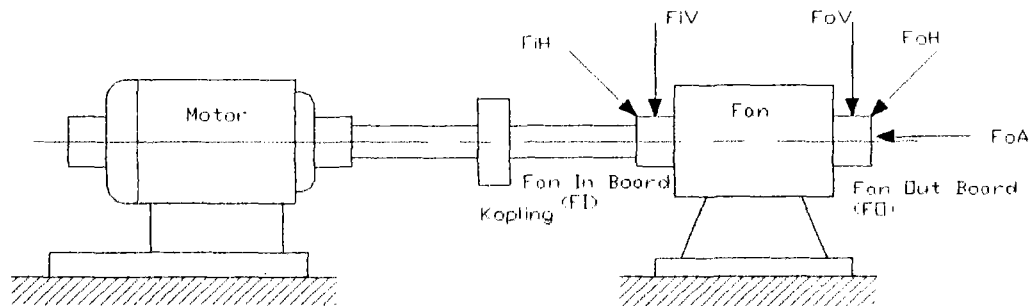
$$Rms=0.4353/4.13=0.105$$

- Pada Fan Out Board Aksial (FOA)

$$Rms=0.9077/2.64=0.344$$

Mesin yang diukur GIF 3A PLTU Gresik

-Set Up titik pengukuran.



Gambar 4.5 Set Up titik pengukuran

-Pengukuran tanggal 17 Maret 2003

No	Titik Ukur	Peak
1	FOH	0.183
2	FIH	0.175
3	FOV	0.119
4	FIV	0.105
5	FOA	0.344



▪ **Kesimpulan**

- Semua titik pengukuran berada pada level aman yaitu **A (GOOD)** setelah dicocokkan pada **VIBRATION CRITERION CHART** (International Standards ISO 2372 and 3945).
- Bila dilihat dari spectrum yang dihasilkan tidak ada indikasi kerusakan yang terjadi.
- Data diatas dapat dipakai sebagai data awal pada pengukuran selanjutnya jika menggunakan metode TREND (Pembandingan data dari waktu ke waktu)



BAB V

KESIMPULAN

Dalam analisa hasil pengukuran vibrasi kita tidak boleh menggantungkan pada **VIBRATION CRITERION CHART** saja sebab hal lain juga perlu diperhatikan seperti karakteristik spectrum, trend dari waktu ke waktu dan tak lupa pengalaman dari operator vibrasi tersebut. Hal ini terbukti pada saat pengukuran vibrasi seperti kasus diatas, menurut **VIBRATION CRITERION CHART** mesin tersebut dalam kondisi bagus tetapi analisa spectrum menunjukkan adanya kerusakan. Jadi keberhasilan **Analisa Vibrasi** tidak ditentukan oleh satu hal saja tetapi ditentukan oleh hal yang lain.

Setelah dilakukan proses perbaikan dengan mengganti komponen Bearing dan Poros, maka data pengukuran dapat dipakai sebagai acuan untuk pengukuran selanjutnya disamping **VIBRATION CRITERION CHARTS**. Melihat kategori vibrasinya mesin tersebut bisa dioperasikan karena sesuai dengan standar getaran yang diijinkan oleh pabrik pembuat mesin tersebut.



LAMPIRAN 1

Tabel 1 (ref 7)

VIBRATION CRITERION CHART

International standards ISO 2372 and 3945

RANGES OF RADIAL VIBRATION SEVERITY			QUALITY JUDGEMENT FOR SEPARATE CLASSES OF MACHINES			
Range	rms velocity In The range 10 - 1000 Hz at the range limits		Class I	Class II	Class III	Class IV
	MM/S	IN/SEC				
0.28		0.01	A	A	A	A
0.45	0.28	0.018				
0.71	0.45	0.028				
1.12	0.71	0.44	B	B	B	A
1.8	1.12	0.71				
2.8	1.8	0.11	C	C	B	B
4.5	2.8	0.18				
7.1	4.5	0.28	D	D	D	D
11.2	7.1	0.44				
18	11.2	0.71				
28	18	1.1				
45	28	1.8				
71	45					

MACHINE CLASSES

CLASS I Small Machines to 20 HP

CLASS II Medium Size Machine 20 to 100 HP

CLASS III Large Machines to 10 - 200 rev / sec, 400 HP and large Mounted on Rigid Support

CLASS IV Large Machines to 10 - 200 rev / sec, 400 HP and large Mounted on Flexible Support

ACCEPTANCE CLASSES



A GOOD



C UNSATISFACTORY



B STATISFACTORY



D UNACCEPTABLE



MILIK PERPUSITKIPAN
INSTITUT TEKNOLOGI
SEPULUH - NOPEMBER



LAMPIRAN 2

Tabel 3 (ref 7)

VIBRATION CRITERION CHART

International standards ISO 2372 and 3945

RANGES OF RADIAL VIBRATION SEVERITY			QUALITY JUDGEMENT FOR SEPARATE CLASSES OF MACHINES			
Range	peak velocity In The range 10 - 1000 Hz at the range limits		Class I	Class II	Class III	Class IV
	MM/S	IN/SEC				
0.39	0.39	0.01	A	A	A	A
0.64		5				
1		0.025				
1.6	1	0.039	B	A	A	A
2.5	1.6	0.062				
3.9	2.5	0.1				
6.4	3.9	0.15	C	B	B	B
10	6.4	0.25				
15.8	10	0.39				
25.4	15.8	0.62	D	C	C	C
39.6	25.4	1.0				
64	39.6	1.5				
100	64	2.5				

MACHINE CLASSES

CLASS I Small Machines to 20 HP

CLASS II Medium Size Machine 20 to 100 HP

CLASS III Large Machines to 10 - 200 rev / sec, 400 HP and large Mounted on Rigid Support

CLASS IV Large Machines to 10 - 200 rev / sec, 400 HP and large Mounted on Flexible Support

ACCEPTANCE CLASSES



A GOOD



C UNSATISFACTORY



B SATISFACTORY



D UNACCEPTABLE



LAMPIRAN 3

Tabel 2 (ref 8 hal 5-26) Illustrated Vibration Diagnostic Chart

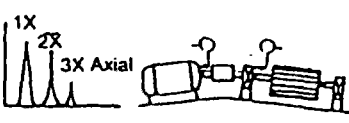
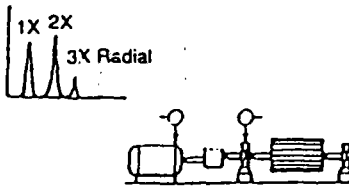
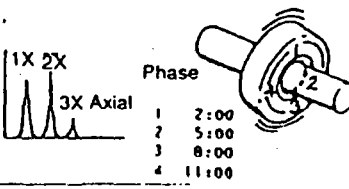
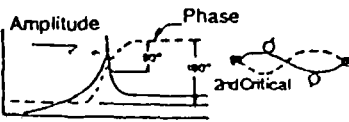
Analysis Charts

The chart that follows should provide some assistance in assessing typical machine conditions. These charts are the result of significant field experience.

Illustrated Vibration Diagnostic Chart

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	PHASE RELATIONSHIP	REMARKS
Mass Unbalance			
Force Unbalance			Force Unbalance will be in-phase and steady. Amplitude due to unbalance will increase by the square of speed (3X speed increase = 9X higher vibration). 1X RPM always present and normally dominates spectrum. Can be corrected by placement of only one balance weight in one lane at Rotor center of gravity (CG).
Couple Unbalance			Couple Unbalance tends toward 180° out-of-phase on same shaft. 1X always present and normally dominates spectrum. Amplitude varies with square of increasing speed. May cause high axial vibration as well as radial. Correction requires placement of balance weights in at least 2 planes.
Overhung Rotor Unbalance			Overhung Rotor Unbalance causes high 1X RPM in both Axial and Radial directions. Axial readings tend to be in-phase whereas radial phase readings might be unsteady. Overhung rotors often have both force and couple unbalance, each of which will likely require correction.
Eccentric Rotor			Eccentricity occurs when center of rotation is offset from geometric centerline of a sheave, gear, bearing, motor armature, etc. Largest vibration occurs at 1X RPM of eccentric component in a direction through centers of the two rotors. Comparative horizontal and vertical phase readings usually differ either by 0° or by 180° (each of which indicates straight-line motion). Attempts to balance eccentric rotor often result in reducing vibration in one direction, but increasing it in the other radial direction (depending on amount of eccentricity).
Bent Shaft			Bent Shaft problems cause high axial vibration with axial phase differences tending toward 180° on the same machine component. Dominant vibration normally at 1X if bent near shaft center, but at 2X if bent near the coupling. (Be careful to account for transducer orientation for each axial measurement if you reverse probe direction).

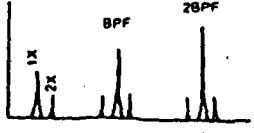
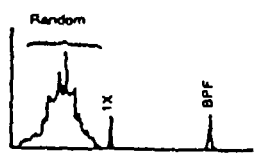
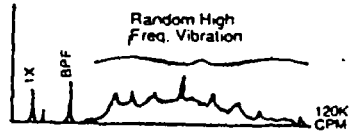
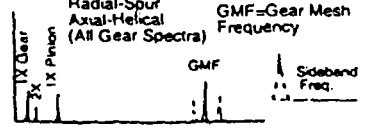
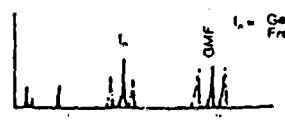
**Illustrated Vibration Diagnostic Chart**

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	PHASE RELATIONSHIP	REMARKS
Misalignment			
Angular Misalignment			Angular Misalignment is characterized by high axial vibration, 180° out-of-phase across the coupling. Typically will have high axial vibration with both 1X and 2X RPM. However, not unusual for either 1X, 2X or 3X to dominate. These symptoms may also indicate coupling problems as well.
Parallel Misalignment			Offset Misalignment has similar vibration symptoms to Angular, but shows high radial vibration which approaches 180° out-of-phase across coupling. 2X often larger than 1X, but its height relative to 1X is often dictated by coupling type and construction. When either Angular or Radial Misalignment becomes severe, can generate either high amplitude peaks at much higher harmonics (4X-8X) or even a whole series of high frequency harmonics similar in appearance to mechanical looseness. Coupling construction will often greatly influence shape of spectrum when misalignment is severe.
Misaligned Bearing Cocked on Shaft			Cocked Bearing will generate considerable axial vibration. Will cause Twisting Motion with approximately 180° phase shift top to bottom and/or side to side as measured in axial direction of same bearing housing. Attempts to align coupling or balance the rotor will not alleviate problem. Bearing must be removed and correctly installed.
Resonance			Resonance occurs when a Forcing Frequency coincides with a System Natural Frequency, and can cause dramatic amplitude amplification, which can result in premature, or even catastrophic failure. This may be a natural frequency of the rotor, but can often originate from support frame, foundation, gearbox or even drive belts. If a rotor is at or near resonance, it will be almost impossible to balance due to the great phase shift it experiences (90° at resonance; nearly 180° when passes through). Often requires changing natural frequency location. Natural Frequencies do not change with a change in speed which helps facilitate their identification.

**Illustrated Vibration Diagnostic Chart**

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	PHASE RELATIONSHIP	REMARKS
Mechanical Looseness			Mechanical Looseness is indicated by either Type A, B, or C spectra. Type A is caused by Structural looseness/weakness of machine feet, baseplate or foundation; also by deteriorated grouting, loose hold-down bolts at the base; and distortion of the frame structure or bearing pedestal. Type C is normally generated by improper fit between component parts which will cause many harmonics due to nonlinear response of loose parts to dynamic forces from rotor. Causes a truncation of time waveform. Type C is often caused by a bearing liner loose in its cap, excessive clearance in either a sleeve or rolling element bearing, or a loose impeller on a shaft. Type C Phase is often unstable and may vary widely from one measurement to next, particularly if rotor shifts position on shaft from one startup to next. Mechanical Looseness is often highly directional and may cause noticeably different readings if compare levels at 30° increments in radial direction all the way around one bearing housing. Also, note that looseness will often cause subharmonic multiples at exactly 1/2 or 1/3 X RPM (.5X, 1.5X, 2.5X, etc.).
Rotor Rub			Rotor Rub produces similar spectra to Mechanical Looseness when rotating parts contact stationary components. Rub may be either partial or throughout the whole revolution. Usually generates a series of frequencies, often exciting one or more resonances. Often excites integer fraction subharmonics of running speed (1/2, 1/3, 1/4, 1/5...1/n,) depending on location of rotor natural frequencies. Rotor rub can excite many high frequencies (similar to wide-band noise when chalk is dragged along a blackboard). It can be very serious and of short duration if caused by shaft contacting bearing babbitt; but less serious when shaft rubbing a seal, an agitator blade rubbing the wall of a tank, or a coupling guard pressing against a shaft.

**Illustrated Vibration Diagnostic Chart**

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	PHASE RELATIONSHIP	REMARKS
Hydraulic and Aerodynamic Forces			
Blade Pass and Vane Pass			Blade pass frequency (BPF) = no. of blades (or vanes) X RPM. This frequency is inherent in pumps, fans and compressors, and normally does not present a problem. However, large amplitude BPF (and harmonics) can be generated in pump if gap between rotating vanes and stationary diffusers is not kept equal all way around. Also, BPF (or harmonic) sometimes can coincide with a system natural frequency causing high vibration. High BPF can be generated if impeller wear ring seizes on shaft or if welds fastening diffusers fail. Also, high BPF can be caused by abrupt bends in pipe (or duct), obstructions which disturb flow, or if pump or fan rotor is positioned eccentrically within housing.
Flow Turbulence			Flow turbulence often occurs in blowers due to variations in pressure or velocity of the air passing through the fan or connected ductwork. This flow disruption causes turbulence which will generate random, low frequency vibration, typically in the range of 50 to 2000 CPM.
Cavitation			Cavitation normally generates random, higher frequency broadband energy which is sometimes superimposed with blade pass frequency harmonics. Normally indicates insufficient suction pressure (starvation). Cavitation can be quite destructive to pump internal if left uncorrected. It can particularly erode impeller vanes. When present, it often sounds as if "gravel" is passing through pump.
Gears			
Normal			Normal spectrum shows 1X and 2X RPM, along with gear mesh frequency (GMF). GMF commonly will have running speed sidebands around it. All peaks are of low amplitude, and no natural frequencies of gears are excited.
Tooth Wear			Key indicator of tooth wear is excitation of gear natural frequency, along with sidebands around it spaced at the running speed of the bad gear. Gear mesh frequency (GMF) may or may not change in amplitude, although high amplitude sidebands surrounding GMF usually occur when wear is noticeable. Sidebands may be a better wear indicator than GMF frequencies themselves.

**Illustrated Vibration Diagnostic Chart**

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	PHASE RELATIONSHIP	REMARKS
Rolling Element Bearings (4 failure phases)			
			<p>Rolling element bearing failure stages:</p> <p>Stage 1: Earliest indications of bearing problems appear in ultrasonic frequencies ranging from approximately 20,000-60,000 Hz (1,200,000-3,600,000 CPM). These are frequencies evaluated by spike energy (gSE), HFD(g) and shock pulse (dB). For example, spike energy may first appear at about .25 gSE in Stage 1 (actual value depending on measurement location and machine speed).</p> <p>Stage 2: Slight bearing defects begin to "ring" bearing component natural frequencies (fn) which predominantly occur in 30K-120K CPM range. Sideband frequencies appear above and below natural frequency peak at end of stage 2. Spike energy grows (for example, from .25 to .5 gSE).</p> <p>Stage 3: Bearing defect frequencies and harmonics appear (see page entitled "rolling element bearing defect frequencies.") When wear progresses, more defect frequency harmonics appear and number of sidebands grow, both around these and around bearing natural frequencies. Spike energy continues to increase (for example, from .5 to over 1 gSE). Wear is now usually visible and may extend throughout periphery of bearing, particularly when well formed sidebands accompany bearing defect frequency harmonics. Replace bearings now.</p> <p>Stage 4: Towards the end, amplitude of 1X RPM is even effected. It grows, and normally causes growth of many running speed harmonics. Discrete bearing defect and component natural frequencies actually begin to "disappear" and are replaced by random, broad band high frequency "noise floor." In addition, amplitudes of both high frequency noise floor and spoke energy may in fact decrease; but just prior to failure, spike energy will usually grow to excessive amplitudes.</p>
	<p>$f_n = \text{Natural Frequencies of Bearing Components}$</p> $\text{BPFI} = \frac{N_b}{2} \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \cdot \text{RPM}$ $\text{BPFO} = \frac{N_b}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \cdot \text{RPM}$ $\text{BSF} = \frac{P_d}{2B_d} \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \right)^2 \cdot \cos^2 \theta \right] \cdot \text{RPM}$ $\text{FTF} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \theta^2 \right) \cdot \text{RPM}$ <p>where,</p> <p>N_b = Number of balls or rollers</p> <p>B_b = Ball/Roller diameter</p> <p>P_b = Bearing Pitch diameter</p> <p>θ = Contact angle in degrees</p>		



LAMPIRAN 4

(Ref 9 hal 6-34) Highpass filters

PeakVue

Select "Yes" to use the built-in peak value (PeakVue) analyzer. The input signal is passed through a selectable bandpass or high-pass filter (PreFilter), and then sampled with the peak detector. The resulting signal is then used to generate the spectrum. PeakVue uses the same nine pre-defined frequency ranges as used for the demodulator.

Note

The Demodulate and PeakVue functions cannot be used simultaneously.

PreFilter

This field is used to specify the filters for use with either the Demodulator or the PeakVue function. Available filters are shown below.

Bandpass Filters
20 to 150 Hz
50 to 300 Hz
100 to 600 Hz
500 to 1,000 Hz

Highpass Filters
500 Hz
1,000 Hz
2,000 Hz
5,000 Hz
10,000 Hz
20,000 Hz (PeakVue only)

Note

The selected filter frequency must be equal to or greater than the specified maximum frequency (see "Frequency and Low Cutoff" on page 6-22).



LAMPIRAN 5.

Tabel 3 (Ref 10 hal 16.15) Troubleshooting Guide of Induction Motor Vibrations

TABLE 16.4 Troubleshooting Guide of Induction Motor Vibrations

Static eccentricity	$2 \times \text{line frequency and components at } \omega \times [nR_s(1-s)/p \pm k_1]$	Radial	Can result from poor internal alignment, bearing wear, or from local stator heating (vibration worsens as motor heats up). Referred to as "loose iron."
Weakness/looseness of stator support, unbalanced phase resistance or coil sides	$2 \times \text{line frequency}$	Radial	Difficult to differentiate between this group using only vibration analysis, but they will also be apparent at no load as well as on load.
Shorted stator laminations/turns			
Loose stator laminations	$2 \times \text{line frequency and components spaced by } 2 \times \text{line frequency at around } 1 \text{ kHz}$	Radial	Can have high amplitude but not usually destructive. The high-frequency components may be similar to static eccentricity.
Dynamic eccentricity	$1 \times \text{rpm with } 2 \times \text{slip-frequency sidebands and components at } \omega \times [(nR_s \pm k_r) \times (1-s)/p] \pm k_1]$	Radial	Can result from rotor bow, rotor runout, or from local rotor heating (vibration worsens as motor heats up).
Broken or cracked rotor bar	$1 \times \text{rpm with } 2 \times \text{slip-frequency sidebands and components similar to those given above for dynamic eccentricity with addition of } 2 \times \text{slip-frequency sidebands around slot harmonics}$	Radial	The slip sidebands may be low level, requiring a large dynamic range as well as frequency selectivity in measuring instrumentation. Typical spectra show that these components in the region of the principal vibration slot harmonics also have slip-frequency sidebands.
Loose rotor bar			
Shorted rotor laminations			
Poor end-ring joints			